

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Odjehlovací zařízení

Deburring Equipment

Student:

Bc. Jan Holeš

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Holeš**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Odjehlovací zařízení**
Deburring Equipment

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh průjezdového odjehlovacího zařízení sloužícího k oboustrannému odjehlení tyčového a profilového materiálu daných rozměrů. K odjehlení kovových profilů budou použity rotující odjehlovací kartáče.

Výchozí parametry:

Délka odjehlovaných profilů: 1 až 3 m
Rozměry odjehlovaných profilů: průměr 20 až 90 mm
čtverec 15x15 až 70x70 mm
obdelník 15x20 až 60x40 mm
Doba taktu: 1,5 až 4,5 s
Úroveň odjehlení bude nastavitelná pomocí rychlosti průjezdu a vysunutím kartáčů.
Zařízení musí zabezpečit vnitřní i vnější odjehlení.

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení odjehlovacího zařízení,
- detailní konstrukční zpracování řešení dopravníku a mechanismu nastavování rozteče včetně příslušných pohonů a během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu min. 2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] MARTÍNEK, P.: *Transportní zařízení.* Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3
- [4] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [5] POLÁK, J., PAVLIŠKA, J., SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení I.* Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

- [7]Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
[8]Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было с́jednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- было с́jednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě :

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jan Holeš

Adresa trvalého pobytu autora práce:

J. Maluchy 126/7

Ostrava – Dubina, 700 30

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. HOLEŠ, J. *Odjehlovací zařízení : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2013. 75 s. Vedoucí práce : doc. Dr. Ing. Kovář, L.

Diplomová práce se zabývá návrhem odjehlovacího zařízení pro průběžné odjehlení tyčového a profilového materiálu různých rozměrů a délek. V úvodu jsou zmíněny různé metody odjehlování a poté literární rešerše zabývající se podobnými zařízeními na trhu. Na základě získaných informací je pak, pomocí metodického konstruování, zvolena vhodná varianta konstrukčního řešení. Následuje detailní návrh a optimalizace jednotlivých součástí zařízení včetně pevnostních a jiných výpočtů. Na závěr je uveden technický popis navrženého zařízení. K práci je přiložena výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Bc. HOLEŠ, J. *Deburring Equipment : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, 2013. 75 p. Thesis head : doc.Dr. Ing. Kovář, L.

The Master thesis deals with a design of the deburring equipment for continuous deburring of round and square rods and profiles of different dimensions and lengths. At the beginning, the author mentions several deburring technologies and then some machines which are available on the market are compared. On the basis of these information and using knowledge of the design methodology the suitable design of the deburring equipment is chosen. After that the detail design and optimization of the individual elements including necessary calculations follows. At the end of the thesis the technical description of designed equipment is noted. There are the drawings attached to the thesis.

Obsah

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ	9
1 ÚVOD	12
2 ODJEHLOVÁNÍ.....	12
3 DRUHY ODJEHLOVÁNÍ	13
3.1 MANUÁLNÍ ODJEHLOVÁNÍ	13
3.2 KARTÁČOVÉ ODJEHLOVÁNÍ	13
3.3 VIBRAČNÍ ODJEHLOVÁNÍ.....	15
3.4 CENTRIFUGNÍ ODJEHLOVÁNÍ	15
3.5 MAGNETICKÉ ODJEHLOVÁNÍ	16
3.6 ELEKTROCHEMICKÉ ODJEHLOVÁNÍ.....	17
3.7 TERMICKÉ ODJEHLOVÁNÍ.....	17
3.8 KRYOGENNÍ ODJEHLOVÁNÍ.....	18
3.9 ABRASIVE FLOW MACHINING	19
4 REŠERŠE PODOBNÝCH ZAŘÍZENÍ NA TRHU	20
4.1 ODJEHLOVACÍ STROJ FIRMY EXACTCUT	20
4.2 ODJEHLOVACÍ STROJ RASAPLAN FIRMY RSA.....	21
4.3 ODJEHLOVACÍ STROJ BDB-70 FIRMY SOCO	23
5 PATENTOVÁ REŠERŠE	24
6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH.....	24
6.1 TECHNICKÝ SYSTÉM.....	24
6.2 SPECIFIKACE POŽADAVKŮ	25
6.3 FUNKCE TECHNICKÉHO SYSTÉMU	27
6.4 ORGÁNOVÁ STRUKTURA	27
6.5 HRUBÁ STAVEBNÍ STRUKTURA	29
7 VARIANTY ŘEŠENÍ.....	30
7.1 POSUV ODJEHLOVACÍ JEDNOTKY	30
7.2 PŘESUN TYČÍ Z ŘEZACÍ LINKY NA DOPRAVNÍK	32
7.3 POHON DOPRAVNÍKU	33
8 SCHÉMA ODJEHLOVACÍ JEDNOTKY	35
9 NÁVRH POSUVNÉHO MECHANISMU ODJEHLOVACÍ JEDNOTKY	36
9.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ	36
9.2 NÁVRH KULÍČKOVÉHO ŠROUBU.....	38

9.3 NÁVRH POHONU	40
10 NÁVRH LINEÁRNÍHO VEDENÍ	41
11 KONCOVÉ SPÍNAČE	43
12 NÁVRH ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU	44
12.1 NÁVRH ŘETĚZU DOPRAVNÍKU	44
12.1.1 Výpočet řetězu	44
12.1.2 Kontrola řetězu	48
12.1.3 Stanovení počtu článků, délky řetězu a osové vzdálenosti	50
13 VÝPOČET HNACÍ HŘÍDELE	51
14 VÝPOČET VÝKONU MOTORU	53
15 VÝPOČET ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU	54
15.1 KONTROLA ŘETĚZU	56
15.2 STANOVENÍ POČTU ČLÁNKŮ A DÉLKY ŘETĚZU	58
16 KONTROLA PER	59
16.1 PERO DVOJICE PŘEVODOVKA – MALÉ ŘETĚZOVÉ KOLO	60
16.2 PERO DVOJICE VELKÉ ŘETĚZOVÉ KOLO – PRŮBĚŽNÁ HŘÍDEL	61
16.3 PERO DVOJICE PRŮBĚŽNÁ HŘÍDEL – ŘETĚZOVÉ KOLO DOPRAVNÍKU	61
17 KONTROLA HŘÍDELE PŘEVODOVKY	62
18 NÁVRH MECHANISMU OTÁČENÍ TYČÍ	62
19 TECHNICKÝ POPIS ZAŘÍZENÍ	66
20 ZÁVĚR	68
LITERATURA	69
PŘÍLOHY	72

Seznam použitého značení

A	Osová vzdálenost	[m]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
F	Síla	[N]
F_d	Dynamická síla	[N]
F_{DYN}	Dynamická síla	[N]
F_{Pt}	Síla při přetržení	[N]
F_T	Třecí síla	[N]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
I_p	Polární moment setrvačnosti	[m ⁴]
J	Kvadratický moment setrvačnosti	[m ⁴]
$L_{\check{R}}$	Délka řetězu	[m]
M_K	Krouticí moment	[Nm]
O	Obvod	[m]
P	Výkon	[W]
P	Výkon	[W]
P_h	Stoupání	[m]
Re	Mez kluzu	[MPa]
S	Plocha	[m ²]
T	Tahová síla	[N]
V	Objem	[m ³]
X	Počet článků řetězu	[článek]
a	Zrychlení	[m.s ⁻²]
b	Šířka pera	[m]
d	Průměr	[m]
d_p	Průměr roztečné kružnice	[m]
d_2	Střední průměr šroubu	[m]

f	Třecí součinitel	[-]
f_Z	Třecí součinitel na závit	[-]
g	Tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
i	Počet matic; převodový poměr	[ks]; [-]
k_B	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_D	Dynamická bezpečnost	[-]
k_S	Statická bezpečnost	[-]
l	Délka	[m]
l_{RED}	Redukovaná délka	[m]
m	Hmotnost	[kg]
$m_{\check{R}}$	Hmotnost jednoho metru řetězu	[kg/m]
m_T	Hmotnost tyčí	[kg]
n	Otáčky	[min ⁻¹]
p	Tlak	[MPa]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
p_V	Výpočtový tlak	[MPa]
t	Čas; rozteč	[s]; [m]
u	Převodový poměr	[-]
v	Rychlost	[m.s ⁻¹]
$v_{\check{R}}$	Rychlost řetězu	[m.s ⁻¹]
x	Délka	[m]
α	Úhel	[°]
β	Úhel	[°]
γ	Úhel	[°]
η	Účinnost	[-]
η_C	Celková účinnost	[-]
λ	Šíhlostní poměr; činitel tření	[-], [-]

λ_m	Mezní štíhlostní poměr	[-]
μ	Činitel mazání	[-]
ρ	Měrná hmotnost	[kg.m ⁻³]
σ	Napětí	[MPa]
σ_{DOV}	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_u	Mez úměrnosti	[MPa]
τ_{DOV}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_s	Napětí ve střihu	[MPa]
φ	Úhel; činitel provedení řetězu	[°]; [-]
φ'	Redukovaný třecí úhel	[°]
χ	Činitel výkonu	[-]
ψ	Úhel stoupání	[°]
ω	Úhlová rychlost	[s ⁻¹]

1 Úvod

Cílem této diplomové práce je navrhnout odjehlovací zařízení pro průběžné odjehlení tyčového a profilového materiálu různých rozměrů a délek. Odjehlování bude realizováno rotujícími odjehlovacími kartáči, úroveň odjehlení bude nastavitelná vysunutím kartáčů a rychlostí průjezdu.

Tato práce se zaměří především na konstrukční návrh mechanických částí tohoto zařízení včetně příslušných pohonů. Hlavním problémem je návrh posuvného mechanismu, který pohybuje posuvnou odjehlovací jednotkou, a návrh dopravníku, jež přebírá tyče z řezací linky a přepravuje je k odjehlovacím jednotkám. Celé zařízení by mělo pracovat v plně automatickém režimu, pouze základní parametry (rychlost dopravníku, nastavení rozteče kartáčů, vysunutí kartáčů) by měly být nastavovány obsluhou přes ovládací panel nebo jiným způsobem.

2 Odjehlování

Otřepy jsou ostré zkroucené hrany na výčnělcích obrobku, které vznikají při řezání nebo jiném ručním a strojním dělení kovových i plastových předmětů na menší části. Vznikají zejména při strojírenské výrobě. Jak při klasickém řezání strojními pilami, při řezání plamenem tak i jiném mechanickém dělení. Otřepy jsou velmi nežádoucí a nebezpečné (poranění říznutím nebo vpichem). [1]

Odjehlování neboli odhroťování je proces zbavování se nežádoucích otřepů na obrobku. Je to dokončovací operace, která obvykle následuje ihned po řezání, vrtání nebo jiném dělení materiálu. Způsobů odjehlování je obrovská spousta a tak se v této práci zmíním jen o těch nejčastějších. Způsoby odjehlování můžeme rozdělit takto:

Podle stupně automatizace:

- Ruční odjehlování – otřepy se odřezávají ručně pomocí speciálního nástroje
- Poloautomatické – otřepy se odřezávají strojně, je však nutno odjehlované obrobky ručně podávat popř. přidržovat
- Automatické – obrobky jsou na dopravníku přiváděny k odjehlovacímu stroji, který je odjehlí a posílá k další operaci nebo ukládá na požadované místo; není třeba obsluhy

Podle technologie:

- Manuální
- Kartáčové
- Vibrační
- Centrifugní
- Magnetické
- Elektrochemické
- Termické
- Kryogenní
- Abrasive Flow Machining

3 Druhy odjehlování

3.1 Manuální odjehlování

Ruční odjehlování je díky své flexibilitě stále ještě nejpoužívanější metoda odjehlování. Další velkou výhodou je samozřejmě relativně nízká cena používaných nástrojů. Využívá se především v menších kovodílnách při výrobě malého počtu jednoduchých komponentů.



Obr. 1 – Nástroj pro ruční odjehlování [2]

3.2 Kartáčové odjehlování

Kartáčové odjehlování spočívá v odstraňování otřepů pomocí rotujícího kartáče. Část obrobku, kterou chceme odjehlit, přiložíme ke kartáči, který rotuje, a ten svým osazením zbaví obrobek otřepů. Tento způsob odjehlování se dá tedy samozřejmě použít jen pro snadno dostupné plochy. Je však velmi dobře využitelný ve velkosériové výrobě, kdy jsou obrobky přiváděny dopravníkem ke kartáčům, dojde k odjehlení a obrobky jsou dále odváděny dopravníkem k další operaci nebo jsou uskladňovány.



Obr. 2 – Příklad kartáčového odjehlování trubek [3]

Základem této technologie je tedy správná volba kartáče. Musíme vzít v úvahu nejen materiál obrobku, ale také hustotu osazení kartáče. Pro odjehlování nerezových dílů se používá nerezové osazení, pro ocelové díly ocelové osazení, pro neželezné díly se používá osazení z tzv. silicumkarbidu. Pro hospodárnost odjehlování je rovněž důležitá hustota osazení kartáče. Počet drátů, které jsou rozloženy na kartáči, rozhoduje o kvalitě a rychlosti odjehlení. [4]

Významnou roli hraje také pevnost osazeného drátu v tahu měřená v MPa. Je rozhodující veličinou pro životnost hrotu drátu jako ostří. Nožový ostrý konec každého drátu rozřeže otěp s mikroskopickou jemností a sám se krátce před otupením naostří tím, že se odlomí. Čím vyšší je pevnost drátu v tahu, tím déle si hrot drátu zachovává schopnost řezání. [4]



Obr. 3 – Nástroje pro kartáčové odjehlování [4]

3.3 Vibrační odjehlování

Při vibračním odjehlování se používají abrazivní částice z plastu, které se spolu s komponentami vsypou do vibračního koše. Koš svými vibracemi uvede abrazivní částice s komponentami do pohybu, ty do sebe vzájemně narážejí a dochází k odjehlování.

Stroj pro vibrační odjehlování se skládá z vibračního koše (obvykle olemován ochranným plastem), který stojí na základně na pružinách. Vibrační koš je nejčastěji kruhového tvaru a v jeho středu je deska, ke které je připojen motor. K hřídeli motoru jsou připevněna závažíčka, která jsou od sebe oddělena o úhel 90° , takže když motor běží se svými otáčkami 1500 min^{-1} , koš vibruje. [5]

Vibrační odjehlování se používá především k odjehlování velkého množství malých součástek jako jsou šroubky, kroužky apod. Jeho hlavní výhodou je jednoduchost a tím pádem i spolehlivost stroje, levné pořizovací náklady a velmi nízké náklady na odjehlení jedné součástky. Tímto způsobem je možné odjehlovat kovy, plasty nebo třeba i dřevo.



Obr. 4 – Vibrační odjehlování [5]

3.4 Centrifugní odjehlování

Při tomto systému odjehlování se využívá odstředivé síly při rotaci. Několik válcových nádob je připevněno k základně, která může být v horizontální nebo vertikální poloze podle konstrukce stroje. Nádoby jsou naplněny díly určenými k odjehlení a abrazivním médiem (plast, keramika, porcelán atd.). Základna se otáčí jedním směrem a nádoby se otáčí směrem opačným. Tento pohyb vyvolává velké síly, takže dochází k odjehlování ve zlomku času, který by vyžadovalo konvenční vibrační odjehlování. Navzdory velkým silám však působí abrazivní médium na díly dostatečně jemně, aby je nepoškodilo. [6]

Tato technologie se používá především pro odjehlování velkého množství malých součástek najednou.



Obr. 5 – Stroj pro centrifugní odjehlování (vlevo) a abrazivní média (vpravo) [6],[7]

3.5 Magnetické odjehlování

Magnetické odjehlování nabízí další alternativu k tradičním metodám. Do bubnu se umístí komponenty určené k odjehlení a tenké ocelové jehličky, přidá se odjehlovací roztok a spustí se stroj. Pod bubnem jsou umístěny magnety, které začnou rotovat, čímž uvedou do vířivého pohybu i jehličky, které pak vrážejí do komponentů. Odjehlovací roztok je mix vody a mýdla, takže jehličky nenarážejí do komponentů příliš agresivně a nepoškozují jejich plochy. Komponenty vyrobené z magnetických materiálů mohou být uvnitř bubnu uchyceny, aby nevířili spolu s jehličkami. Tímto způsobem se mohou odjehlovat vnější i vnitřní plochy. Stejně jako u centrifugní metody se magnetické odjehlování používá pro odjehlování velkého množství malých součástek. Jeden cyklus trvá v průměru 10 až 20 minut. [6]

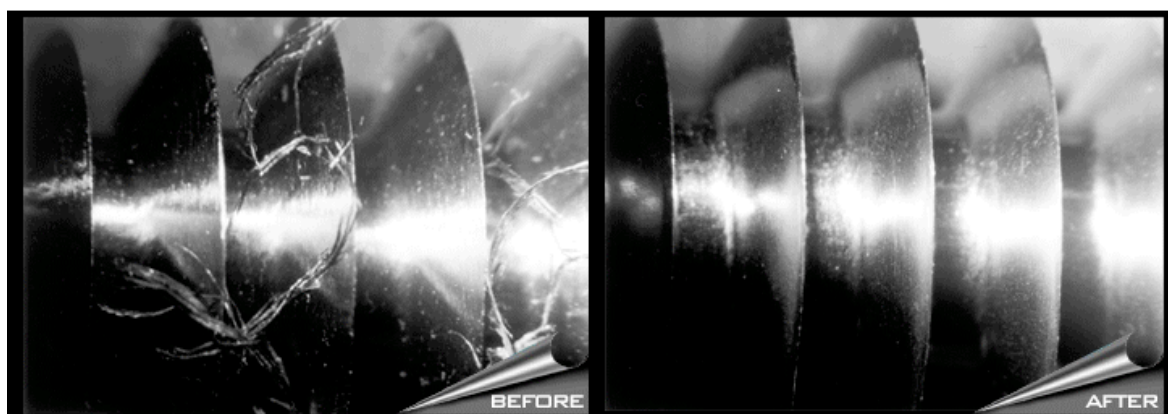


Obr. 6 – Magnetické odjehlování [6]

3.6 Elektrochemické odjehlování

Elektrochemické odjehlování můžeme brát jako zpětné pokovování, kde materiál je od komponenty odebrán namísto přidávání. V této metodě se používá nástroj, který má tvar stejný jako okraj obrobku, který chceme odjehlít. Nástroj a obrobek se ponoří do elektrolytického roztoku s mezerou 2 až 3 setiny mezi nástrojem a okrajem obrobku, který chceme odjehlít. Nástroj je katoda, obrobek anoda a pustí se proud. Materiál obrobku nejbližší anodě disociuje, takže kov migruje do elektrolytu. Tam tvoří nerozpustnou sloučeninu, která se z roztoku vysráží. Nástroj není procesem nijak ovlivněn. Celý proces trvá 10 až 30 sekund. [6]

Výhodou je, že odjehlování je rychlé, levné, probíhá při pokojové teplotě a nespotřebovává nástroj. Nicméně pro každou součást je zapotřebí speciální nástroj. [6]



Obr. 7 – Elektrochemické odjehlování [8]

3.7 Termické odjehlování

Termické odjehlování neboli odjehlování výbuchem patří do nekonvenčních metod strojírenského obrábění. Pracuje na principu chemické reakce oxidace. [9]

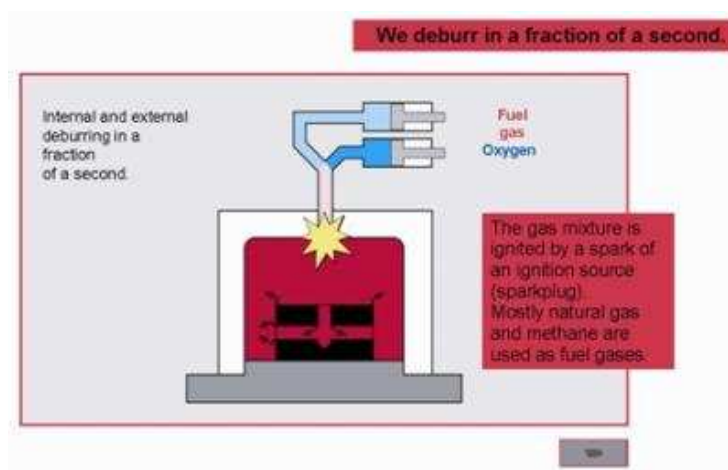
Při termickém odjehlování jsou součásti vloženy do tlakové komory, která je důsledně utěsněna. Malé součásti se mohou vsypat do koše. Do komory je pak vpuštěn přesně definovaný poměr kyslíku a spalovacího plynu (např. zemní plyn, vodík, metan) pod určitým tlakem. Tato směs se svíčkou zapálí a dojde k výbuchu, který vytvoří v komoře teploty 2500 až 3500 °C na dobu přibližně 20 ms. V této krátké době vše, co je hrot, tzn. co má velkou plochu vůči zanedbatelnému objemu, absorbuje tuto obrovskou tepelnou energii a shoří neboli zoxiduje. [10]

Veškeré hrany v celém objemu obrobku jsou navíc po tomto procesu zpevněny. Hrany jsou ostré, ale nejsou řezné. Po výbuchu nedochází k jakýmkoliv materiálovým změnám, protože součást nestihne za tak krátkou dobu přijmout velké množství tepla a ohřeje se maximálně na teplotu 80 až 150 °C. Stejně tak nedochází k žádnému poškození závitů, protože ty se nechovají jako hrot, ale odvádí teplo kuželem do základního materiálu. [11]

Tento proces proběhne v celém obrobku, ve vnějších i vnitřních stěnách. Plyn je v komoře natlačen tlakem 10 až 20 barů, takže se dostane i do těch nejmenších děr. [9]

Takto se otřepy přemění na oxidy, stále ale zůstávají na součásti. Po vyjmutí z komory tedy musí následovat očišťovací operace. [6]

Tato metoda může být použita pro různé materiály, jako je ocel, litina, hliník nebo i plasty. Použití moderních řídicích systému zaručuje vysokou úroveň kvality a spolehlivosti. Tato metoda je také velmi produktivní. Během asi jedné minuty je odjehleno tolik součástí, kolik se jich do komory vejde. [10]



Obr. 8 – Schéma termického odjehlování [11]

3.8 Kryogenní odjehlování

Při kryogenním odjehlování jsou součásti vloženy do komory, která je zaizolována polyuretanovou pěnou pro zajištění stabilní teploty. Tekutým dusíkem se prudce sníží teplota a otřepy na součástech zkřehnou. Na součásti se pak žene abrazivní médium složené z polykarbonátových částíček o velikosti 0,006“ až 0,06“, které otřepy prakticky useknou. Díky tomu je možno odjehlít i součásti se složitou vnitřní geometrií. Hrany zůstávají nezaoblené a neporušené, pryč jsou pouze otřepy. Kryogenní odjehlování lze aplikovat na různé materiály, především se používá na plasty a pryž, ale i kov. [12]



Obr. 9 – Kryogenní odjehlování [13]



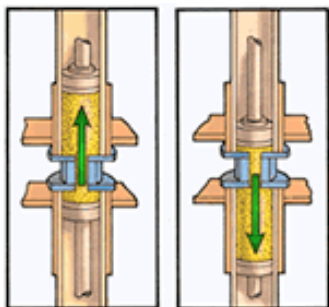
Obr. 10 – Stroj pro kryogenní odjehlování [14]

3.9 Abrasive Flow Machining

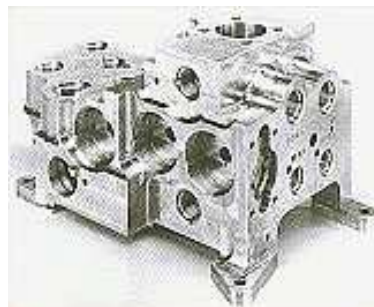
Abrasive Flow Machining je metoda, kterou vyvinula britská firma Extrude Hone v roce 1960 a řadí se mezi nejdokonalější metody pro odjehlování ploch součástí. Tento systém využívá abrazivního média, které je vháněno do dutiny obrobku nebo přes obrobek pod určitým tlakem (7 až 200 barů) jedním otvorem dovnitř a druhým vychází ven. Vše, co proudí média klade odpor je vystaveno abrazivním účinkům média a je obroušeno. Poté se stroj přepne a žene médium zpět a tím znovu dochází k broušení. Takto se pokračuje, dokud otřepy nejsou zcela obroušeny. [6]

Tímto systémem se upravují hlavně součásti, u kterých je vyžadována vysoká kvalita, které mají složité tvarované plochy nebo dutiny plné otvorů a tvarů, jež jsou těžko upravitelné jinými metodami, nebo které mají vysoké nároky na tolerance ($Ra < 0,02$). [15]

Abrazivní médium je speciálně vytvořený polymer ve formě pasty nebo tuku. Tímto způsobem lze odjehlovat jakékoliv kovové materiály. [16]



Obr. 11 – Princip Abrasive Flow Machining [16]



Obr. 12 – Příklad součásti odjehlené pomocí Abrasive Flow Machining [17]

4 Rešerše podobných zařízení na trhu

4.1 Odjehlovací stroj firmy ExactCut

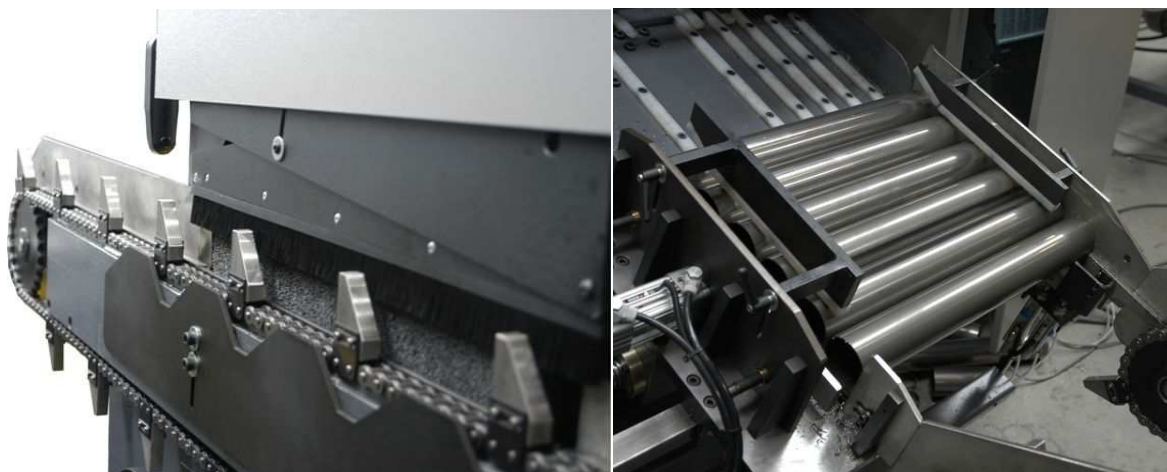
Firma ExactCut vyrábí odjehlovací zařízení určené pro průjezdové (kontinuální) a oboustranné odjehlování tyčí a profilů různých rozměrů. Zařízení se skládá z řetězového dopravníku s unášecí pro přepravu tyčí a odjehlovacích skříň, ve kterých jsou umístěny odjehlovací kartáče. Jedna skříň je na rámu uchycena pevně a druhá posuvně, díky čemuž je možné odjehlovat různé délky tyčí. Řetězový dopravník není vodorovný, ale je sklopený pod určitým úhlem, díky čemuž je zabráněno relativnímu pohybu tyčí vůči řetězu jejich vlastní vahou. Úroveň odjehlení kovů se nastavuje rychlostí průjezdu a vysunutím kartáčů. Nastavením výšky kartáčů je možné určit, zda bude odjehlena vnitřní nebo vnější hrana, případně obě hrany řezaného materiálu. Odjehlení tyčí ze všech stran je zajištěno otáčením tyčí pomocí tvarovaného profilu, po kterém jsou tyče na řetězovém dopravníku unášeny. Podávání tyčí na řetězový dopravník je zajištěno zásobníkem, ze kterého jsou tyče pneumatickými válci vhozeny na dopravník v pravidelných intervalech.

Tab. 1 – Technické parametry odjehl. zař. firmy ExactCut [18]

Kruhový profil	10 – 65 mm
Čtvercový profil	max. 60x60 mm
Obdélníkový profil	15x10 – 65x60 mm
Délka tyčí	1 – 3 m



Obr. 13 – Odjehlovací zařízení [18]



Obr. 14 – Detail řetězu a tvarovaného profilu pro otáčení tyčí (vlevo);
detail zásobníku (vpravo) [18]

4.2 Odjehlovací stroj Rasaplan firmy RSA

Firma RSA nabízí na trhu tři typy řady Rasaplan, odjehlovacího zařízení pro tyčový materiál. Rasaplan zajišťuje kontinuální, oboustranné odjehlování tyčí kruhového i čtyřhranného profilu pomocí odjehlovacích kartáčů, podobně jako stroj firmy ExactCut. Konstrukce stroje je velice podobná – ze zásobníku je tyč odebrána řetězem řetězového dopravníku s unášecí a průchodem přes odjehlovací kartáče jsou oba konce tyče odjehleny. Jedna skříň s odjehlovacími kartáči je uložena suvně a pomocí pohybového šroubu lze nastavit délku odjehlovaných tyčí. Otáčení tyčí je rovněž zajištěno tvarovaným nosným profilem. Na konci dopravníku je uchycena odsávací trubice, která zbavuje odjehlené profily zbytků otřepů. Každý řetěz dopravníku je poháněn vlastním elektromotorem s převodovkou a vlastní hřídelí. Synchronizace řetězů je tedy zajištěna elektricky, synchronizací motorů. Zařízení je možno napojit na řezací linku a nastavit plně automatický režim.

Tab. 2 – Technické parametry strojů Rasaplan [3]

	Rasaplan XY	Rasaplan NN	Rasaplan NN-S
Kulatá trubka	8 – 101,6 mm	6 – 90 mm	20 – 180 mm
Čtvercový profil	10x10 – 75x75 mm	10x10 – 70x70 mm	20x20 – 120x120 mm
Obdélníkový profil	10x15 – 70x80 mm	12x10 – 60x40 mm	15x20 – 120x40 mm
Délka tyčí	0,1 – 4,5 m	0,1 – 4 m	0,25 – 8 m



Obr. 15 – Rasaplan XY [3]



Obr. 16 – Rasaplan NN [3]



Obr. 17 – Rasaplan NN-S [3]

4.3 Odjehlovací stroj BDB-70 firmy SOCO

Mezi zahraniční firmy nabízející odjehlovací stroje patří např. firma SOCO. Jedná se opět o stroj vykonávající kontinuální oboustranné odjehlování pomocí odjehlovacích kartáčů, takže konstrukce stroje je velice podobná dvěma předešlým případům. Řetěz s unášecí dopravuje tyče ke skříním s odjehlovacími kartáči, otáčení tyčí je zajištěno tvarovaným profilem z plastu, aby nepoškodil povrch tyčí. Řetězový dopravník je vodorovný, aby bylo zabráněno relativnímu pohybu tyčí vůči řetězu, jsou tyče přitlačovány na řetěz předepnutým řemenem z pryže. Oba řetězy dopravníku jsou poháněny průběžnou hřídelí napojenou přes řetězový převod na elektromotor s převodovkou, synchronizace obou větví dopravníku je tedy zajištěna mechanicky. Posuv obou skříní se vykonává ručním otáčením pastorku odvalujícím se po ozubeném hřebenu.

Tab. 3 – Technické parametry stroje BDB-70 firmy SOCO [19]

Kruhový profil	12,5 – 106 mm
Čtvercový profil	12,5x12,5 – 70x70 mm
Obdélníkový profil	15x10 – 80x70 mm
Délka tyčí	0,3 – 2 m



Obr. 18 – Odjehlovací stroj BDB-70 firmy SOCO [19]



Obr. 19 – Detail otáčení tyčí během odjehlování [19]

5 Patentová rešerše

Na stránkách Úřadu pro patentové vlastnictví (www.upv.cz) jsem našel patenty registrované v ČR, které se zabývají odjehlováním či odjehlovacím zařízením, nicméně všechny byly buď již neplatné, nebo řešily jiný typ odjehlovacího zařízení.

6 Konstrukční návrh

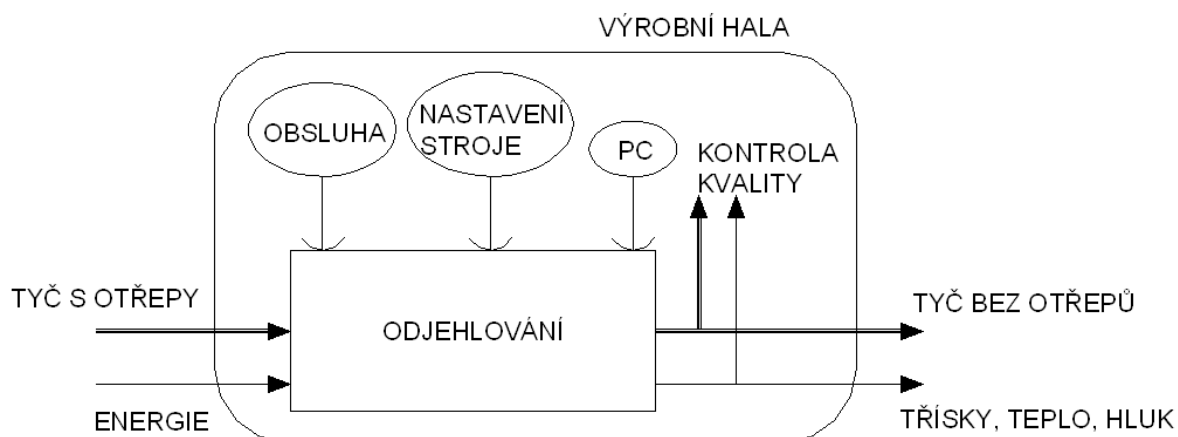
6.1 Technický systém

Pojmem technický systém rozumíme obecně technické objekty, jako jsou stroje, přístroje, silnice, domy atd.; v této práci však budou za technické systémy považovány především stroje a strojní zařízení. [20]

Technický systém je uměle vytvořený systém, jehož cílem je měnit určité vstupní veličiny ve formě materiálu, energie nebo informace na požadované účinky (výstupní veličiny) v prostoru a čase. Tyto přeměny probíhají podle zvoleného pracovního způsobu v účinkových řetězcích. V technických systémech jsou transformační účinky (hlavní účinky) dále doprovázeny nezbytnými účinky pomocnými, pohonnými, regulačními, spojovacími a nosnými. [20]

Mým úkolem je navrhnout odjehlovací zařízení pro odjehlování tyčí a profilů různých průřezů, které vyjízďejí z řezací linky. Jde tedy o transformaci vstupního materiálu s otřepy na materiál bez otřepů pomocí technologie odjehlování. Kromě základního materiálu

vstupuje do procesu také energie a vedlejšími výstupy z procesu jsou např. třísky, unikající teplo, hluk (energetické ztráty) atd. Operátory procesu jsou člověk (obsluha), technické prostředky (ovládací panel) a PC (řídící systém). Zpětná vazba je získávána kontrolou kvality odjehlených tyčí. Model transformačního procesu je na obr. 20.



Obr. 20 – Model transformačního procesu

6.2 Specifikace požadavků

Základním podkladem ke specifikování požadavků je samotné zadání úkolu. Kromě stanovení úkolu pro celý technický systém se však musí stanovit i úkoly pro jeho dílčí systémy a součásti. Specifikace požadavků by měla být úplná, uspořádaná, jasná a jednoznačná. Požadavky je nutno označit významností a pokud možno je kvantifikovat a udávat tolerance dosahovaných hodnot. Požadavky jsou vypsány v požadavkovém listu v tab. 4. [20]

Tab. 4 – Požadavkový list

SPECIFIKACE POŽADAVKŮ	PODMÍNKA	PŘÁNÍ
Odjehlení: - Průběžné odjehlení - Mechanické odjehlení - Oboustranné odjehlení - Zajištění vnitřního i vnějšího odjehlení - Nastavitelná rozteč kartáčů	X X X X X	
Manipulace: - Transport tyčí z řezací linky k odjehlovacím kartáčům - Nastavitelná rychlost - Zabezpečení proti přetížení	X X X	
Rozměry: - Tyč kruhová průměr 20 až 90 mm - Tyč čtvercová 15x15 až 70x70 mm - Tyč obdélníková 15x20 až 60x40 mm - Délka tyčí 1 až 3 m - Zařízení uzpůsobit rozměrům řezací linky	X X X X X	
Provoz: - Prostředí - výrobní hala - Údržba - minimální	X	X
Výroba: - Kusová	X	
Ergonomie: - Jednoduchá manipulace a ovládání - Jednoduché sestavení/rozebíratelnost - Bezpečnost provozu	X X	X

6.3 Funkce technického systému

Dalším krokem je určení funkcí technického systému, vyplývajících z požadavků:

- Přebrání tyče z řezací linky
- Příprava tyče na transport
- Transport tyče k odjehlovací jednotce
- Vedení tyče
- Řízení rychlosti transportu
- Pohon transportního zařízení
- Ochrana proti přetížení
- Synchronizace transportního zařízení
- Zajištění odjehlení vnějších i vnitřních hran
- Posuv odjehlovací jednotky
- Jištění polohy odjehlovací jednotky
- Pohon posuvné odjehlovací jednotky
- Zajištění vedení posuvné odjehlovací jednotky

6.4 Orgánová struktura

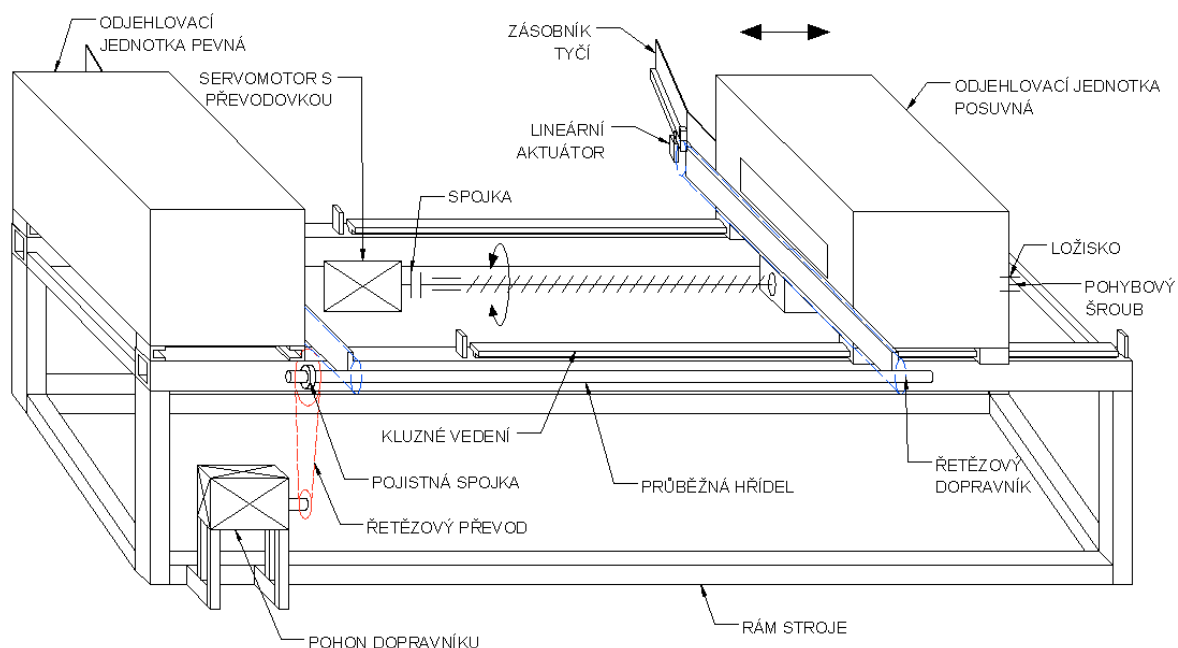
Při hledání orgánové struktury se nejprve zjišťuje, které přírodní zákonitosti mohou způsobit požadované účinky. Účinek vzniká na základě fyzikálního efektu stanovením činných ploch, jejich chování a druhů materiálů. Spojováním a kombinováním jednotlivých účinkových řetězců dílčích funkcí vzniká návrh celkové orgánové struktury hledaného technického systému. Výstupem je tzv. morfologická matice, což je tabulka, v níž jsou uvedeny funkce technického systému a možnosti jejich zajištění pomocí funkčních jednotek (orgánů). [20]

Tab. 5 – Morfologická matice

FUNKCE	ORGÁNY - NOSITELÉ FUNKCÍ			
	1	2	3	4
Přebírání tyče z řezací linky	Řemen	Zásobník tyčí	Podavač	
Podávání tyče na dopravník	Hydroválec	Pneumatický válec	Lineární aktuátor	
Transport tyče k odjehlovací jednotce	Krokový dopravník	Pásový dopravník s unášeci	Řetězový dopravník s unášeci	
Vedení tyče	Žádné	Vodicí lišty	Boční lišty a předeprnutý řemen	
Řízení rychlosti dopravníku	Frekvenční měnič	Řaditelná převodovka		
Pohon dopravníku	Elektromotor s převodovkou	Pomaluběžný hydromotor	Elektromotor + řetěz	Elektromotor + řemen
Ochrana proti přetížení	Pojistná spojka	Pohon s řemenovým převodem	Snímač krouticího momentu	
Synchronizace dopravníku	Elektricky (dva motory)	Mechanicky (jeden motor s průběžnou hřídelí)		
Odjehlování	Diskovými kartáči	Válcovými kartáči		
Zajištění odjehlení všech hran	Otáčení tyčí	Válcový kartáč v šikmé poloze		

Posuv odjehlovací jednotky	Ozubený hřeben	Lineární motor	Pohybový šroub	
Pohon posuvné odjehlovací jednotky	Elektromotor s převodovkou	Pomaluběžný hydromotor	Servomotor s převodovkou	
Jištění polohy odjehlovací jednotky	Žádné (pouze brzda na motoru)	Hydraulická brzda	Pneumatická brzda	
Vedení posuvné odjehlovací jednotky	Kluzné	Valivé (kolejnička)		

6.5 Hrubá stavební struktura



Obr. 21 – Hrubá stavební struktura

7 Varianty řešení

7.1 Posuv odjehlovací jednotky

Odjehlovací jednotka se skládá z odjehlovacího kartáče a pohonu a to vše je zakrytováno plechy a usazeno na rámu stroje. Aby byl možný pohyb jednotky v jednom směru, je nutno ji usadit na lineární vedení – to může být buď kluzné nebo valivé (kolo a kolejnička). Na jednotce je uchycen řetězový dopravník, který je spolu s rotujícím kartáčem zdrojem chvění, které se přenáší na celou odjehlovací jednotku. Z tohoto důvodu by lineární vedení mělo být schopno vymezit vůle, což valivé vedení neumožňuje. Bude tedy použito vedení kluzné.

Jak je naznačeno v tab. 5, posuv jednotky může být realizován třemi způsoby – ozubeným hřebenem, lineárním motorem nebo pohybovým šroubem. Pohon může být zajištěn také třemi způsoby – elektromotorem s převodovkou, pomaluběžným hydromotorem či servomotorem s převodovkou. V případě posuvu lineárním motorem by samozřejmě nebylo třeba použít pohonu s rotačním motorem.

Posuv pomocí ozubeného hřebene je levný a spolehlivý způsob, nicméně nevýhodou jsou vůle mezi zuby pastorku a hřebene. Hřeben by byl uchycen na rámu stroje, zatímco pohon s pastorkem na pohybující se odjehlovací jednotce. Tím by také vzrostly nároky na kabelové vedení pohonu.

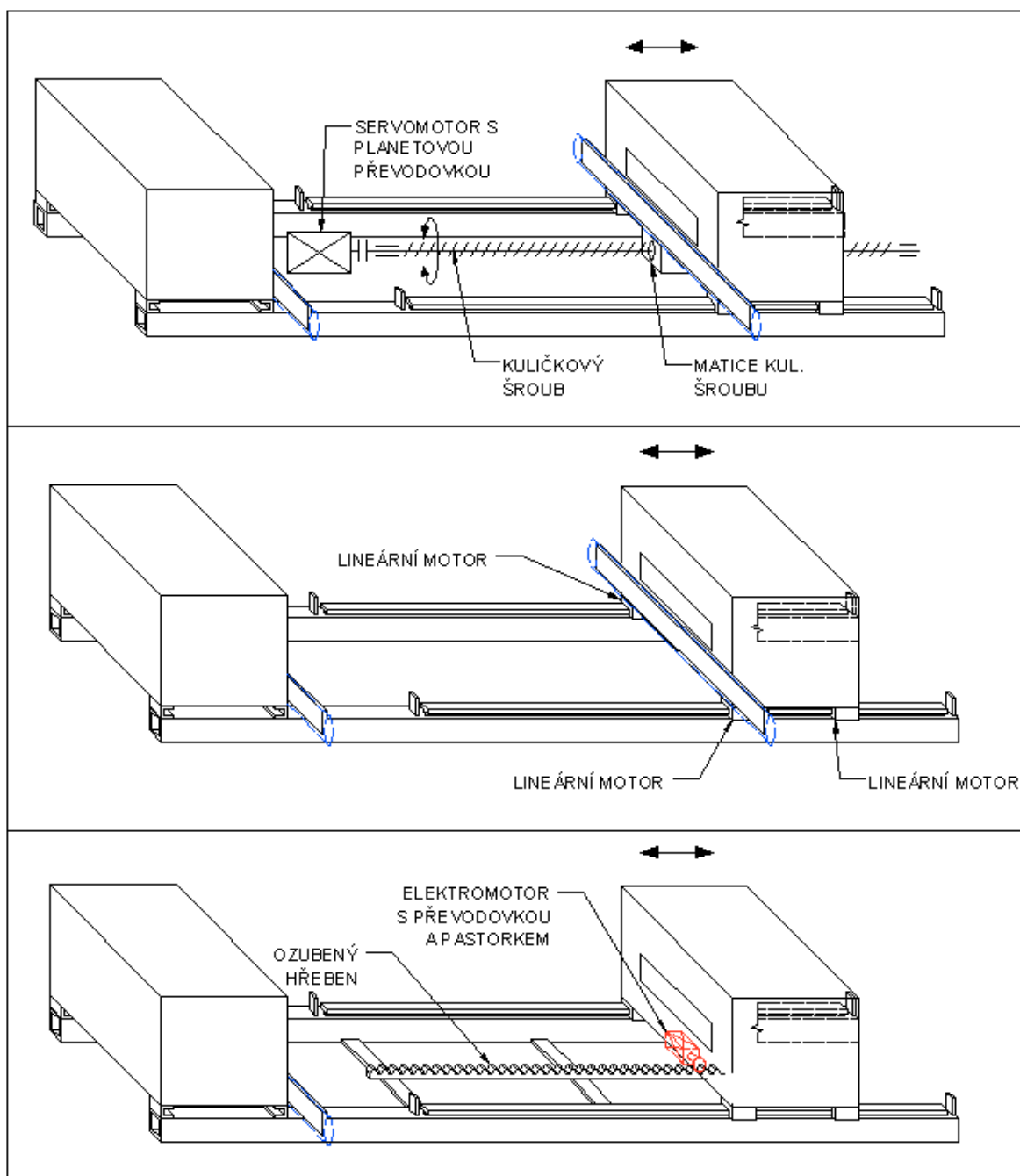
Pohon elektrickým lineárním motorem je velice zajímavá a moderní varianta. V současné době se elektrické lineární motory často používají pro pohony obrobků CNC obráběcích strojů. Mezi jejich nejcennější vlastnosti patří především dobrá dynamika pohybu, vysoké rychlosti a vysoká přesnost polohování. Tyto motory však nejsou schopny vyvinout příliš velkou sílu a pro pohon relativně těžké odjehlovací jednotky se tedy nehodí. Dalšími nevýhodami jsou poměrně velké rozměry a hmotnost a v neposlední řadě také cena, obzvláště při vyšších zdvizích, jako v tomto případě.



Obr. 22 – Lineární motor [21]

Poslední možností je použití kuličkového šroubu s předepnutou maticí, dnes asi nejpoužívanější metoda lineárního pohonu u podobných strojů. Šroub uložený v ložiskách se otáčí a posouvá tak neotočnou maticí upnutou na odjehlovací jednotce. Výhodou je spolehlivost, bezvůlový a tedy i přesný převod, velký převodový poměr (stačí tedy malý motor) a dobrá účinnost šroubu (až 97%) [22]. Mezi nevýhody můžeme zařadit omezení maximálních otáček, hlavně u štíhlých, dlouhých šroubů, a velkou citlivost na přesné uložení dvojice matice-šroub. Tato varianta se mi zdá pro mnou navrhované zařízení nejvhodnější.

Mechanismus posuvu odjehlovací jednotky jsem určil, zbývá už jen tedy zvolit pohon. Pomaluběžný hydromotor by byl vhodný díky relativně malým rozměrům a nepotřebě použití převodovky pro snížení otáček, avšak bylo by nutné kvůli něj zavést hydraulický obvod, což považuji za zbytečné, když všechny ostatní pohony budou elektrické. Ideálním řešením bude použití servomotoru s planetovou převodovkou. Tento pohon zajistí dostatečný výkon pro pohon šroubu a zároveň přesnost polohování odjehlovací jednotky.

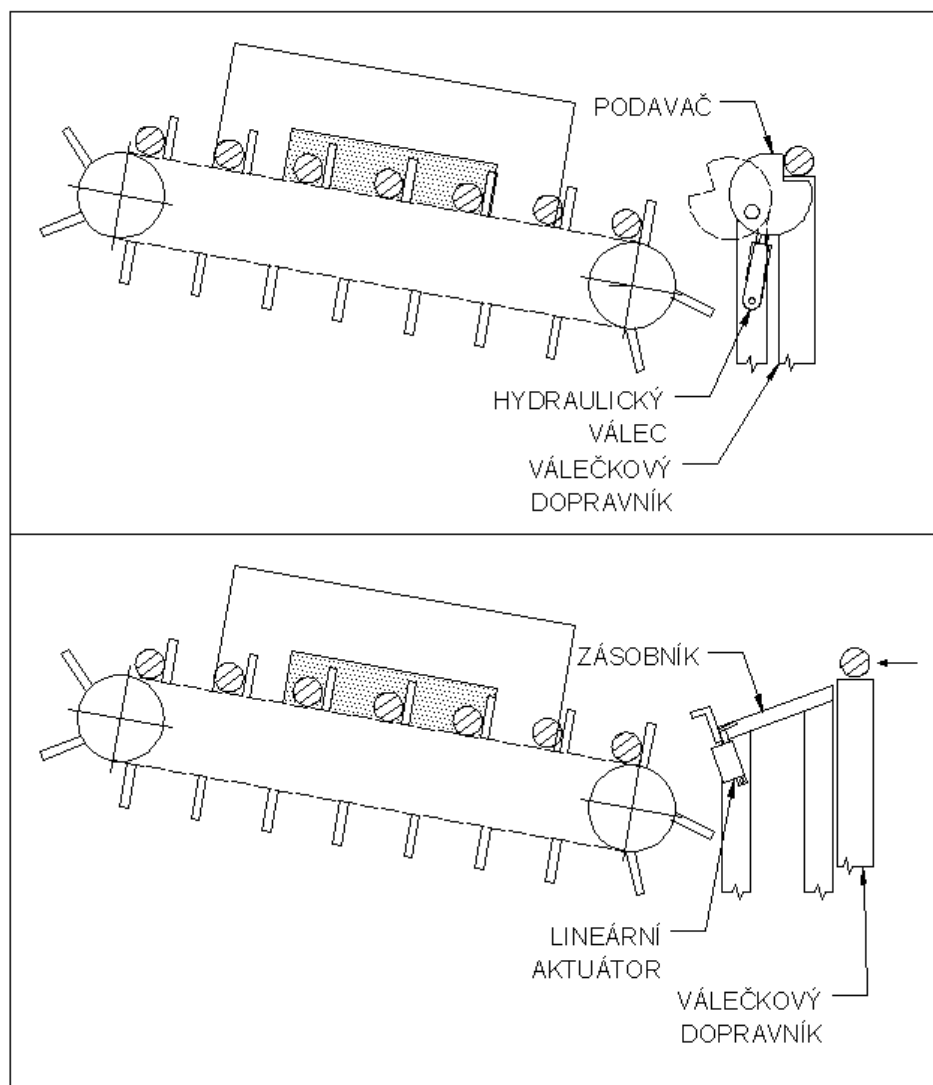


Obr. 23 – Varianty posuvu odjehlovací jednotky

7.2 Přesun tyčí z řezací linky na dopravník

Uřezaná část tyče je na řezací lince dále unášena na válečkovém dopravníku do místa napojení odjehlovacího zařízení, odkud je následně z dopravníku vyhozena na zásobník odjehlovacího zařízení. Ze zásobníku je potom tyč ve vhodnou chvíli přemístěna na řetězový dopravník a odjehlena. Existuje nepřeberné množství zásobníků a jejich funkce pracují na různých principech, pro mnou navrhované zařízení jsem vybral dvě varianty.

První možností je dopravovat tyče z řezací linky na řetězový dopravník pomocí tvarovaného podavače, ovládaného hydraulickým válcem. Druhou možností je vytvořit šikmý zásobník, na který budou tyče z řezací linky padat. Na konci zásobníku je mechanický doraz, na kterém se tyč zastaví, dokud není vytlačena lineárním aktuátorem na řetězový dopravník. Obě varianty jsou si podobné, ale vzhledem k možnosti shromažďování tyčí se mi zdá druhá výhodnější.

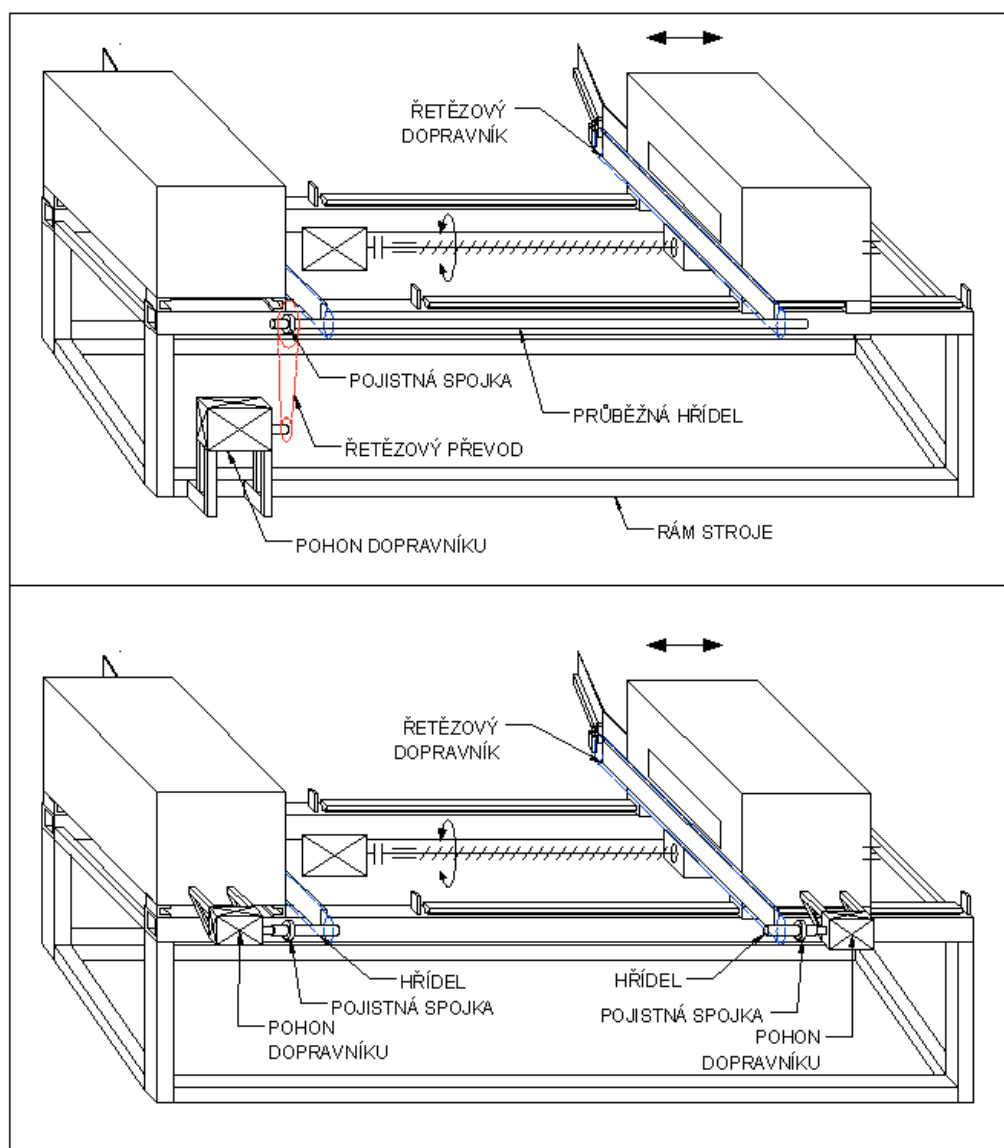


Obr. 24 – Varianty přepravy tyčí z řezací linky na řetězový dopravník

7.3 Pohon dopravníku

Řetězový dopravník se skládá ze dvou řetězových obvodů, které jsou uchyceny na odjehlovacích jednotkách. Můžeme tedy pohánět buď každý obvod zvlášť (dva pohony) a synchronizovat je elektricky nebo oba obvody pohánět jedním motorem a průběžnou

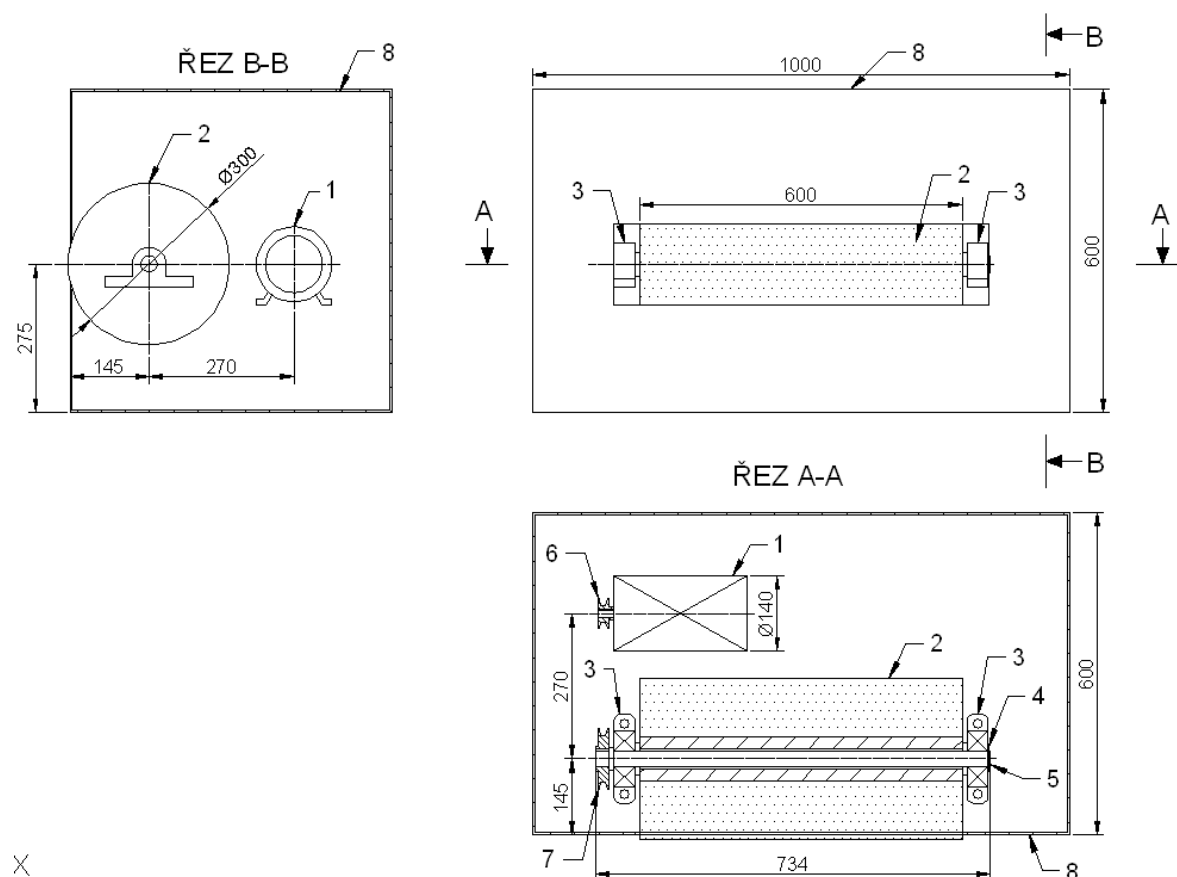
hřídelí (mechanická synchronizace). První případ by vedl ke dvěma menším pohonům, z nichž jeden by byl pevný a druhý by se posouval spolu s odjehlovací jednotkou. O to větší by pak byly nároky na kuličkový šroub a jeho pohon, které jednotkou manipulují. Druhý případ vede k jednomu většímu pohonu, který by otáčel průběžnou hřídel pohánějící oba řetězy. Výhodou je použití méně součástí a tím i úspora materiálu, spolehlivá synchronizace dopravníku a odpadne také nutnost posuvu pohonu. Největší hrozbou je pak velké zkroucení dlouhé a štíhlé hřídele.



Obr. 25 – Varianty pohonu dopravníku

8 Schéma odjehlovací jednotky

Odjehlovací jednotka se skládá z válcového kartáče, hřídele, elektromotoru s řemenovým převodem a dalších částí, potřebných k uložení této sestavy. To vše je uchyceno k mechanismu, který umožňuje posuv kartáče ve třech osách. Detailní řešení odjehlovací jednotky není součástí této práce, proto provedu pouze předběžný návrh, který mi umožní odhadnout vnější rozměry jednotky. Schéma odjehlovací jednotky je na obr. 26. Bude použit kartáč o průměru $d = 300$ mm a délce $l = 600$ mm. Kartáč bude poháněn motorem 1LA7 070-2AA (výkon $P = 0,37$ kW, otáčky $n = 2740$ min⁻¹, moment $M = 1,3$ Nm) a řemenovým převodem s převodovým poměrem $i = 2$.

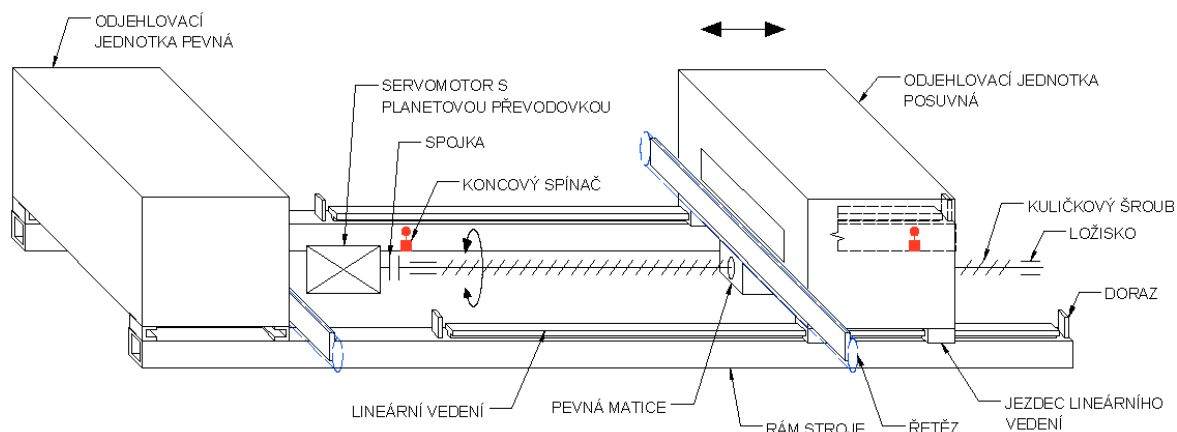


Obr. 26 – Schéma odjehlovací jednotky

- 1 – Elektromotor, 2 – kartáč, 3 – ložiskový domek, 4 – pojistný kroužek, 5 – hřídel,
6 – malá řemenice, 7 – velká řemenice, 8 – krycí plechy jednotky (plášť)

9 Návrh posuvného mechanismu odjehlovací jednotky

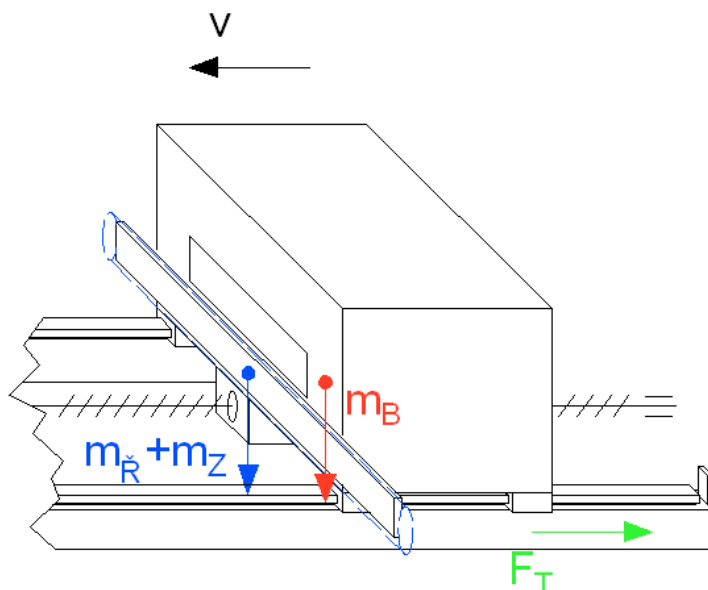
Jedním ze základních požadavků na odjehlovací stroj je možnost odjehlování tyčí různých délek od 1 do 3 metrů. Rozteč odjehlovacích kartáčů tedy musí být nastavitelná. Jeden kartáč bude pevný a druhý suvný. Posouvat se bude celá odjehlovací jednotka, tedy bedna s kartáčem a jeho pohonem i část řetězového dopravníku, která je uchycena k bedně – řetěz s koly a zásobníkem. Bedna bude jezdit po lineárním vedení uchyceném k rámu stroje. Pohon bude zajištěn kuličkovým šroubem s předepnutou maticí, servomotorem s brzdou a planetovou převodovkou. Matice bude pevně uchycena na spodní části bedny, otáčející se šroub uložený v ložiskách tak pohybuje maticí a tím i celou bednou. Koncové polohy jsou detekovány koncovými spínači a pro zajištění bezpečnosti jsou na rámu navařeny mechanické dorazy.



Obr. 27 – Návrh posuvného mechanismu odjehlovací jednotky

9.1 Výpočet zatížení

Pro návrh kuličkového šroubu musím nejdříve určit velikost síly, která je potřebná pro posuv odjehlovací jednotky. Odjehlovací jednotka klouže po lineárním vedení, takže je potřeba překonat třecí sílu mezi vedením a jezdcem, kterou vypočítám z odhadu hmotnosti všech posouváných částí a třecího součinitele.



Obr. 28 – Výpočet třecí síly F_T

$$m_B = m_M + m_K + m_{PL} = 6,3 + 6 + 96,9 = 109,2 \text{ kg} \quad (1)$$

m_B celková hmotnost bedny

m_M hmotnost motoru, $m_M = 6,3 \text{ kg}$ [23]

m_K hmotnost odjehlovacího kartáče, $m_K = 6 \text{ kg}$ [24]

m_{PL} hmotnost pláště bedny, $m_{PL} = 96,9 \text{ kg}$

Společně s bednou se posouvá také část řetězového dopravníku a zásobník tyčí. Hmotnost bedny m_B je pouze odhad, proto ji zvýším o koeficient bezpečnosti k_B . Celková hmotnost posouvajících se částí tedy bude:

$$m_C = k_B \cdot m_B + m_R + m_Z = 1,5 \cdot 96,9 + 48,9 + 22,2 = 216,5 \text{ kg} \quad (2)$$

m_C celková hmotnost

m_R hmotnost řetězového dopravníku

m_Z hmotnost zásobníku tyčí

k_B koeficient bezpečnosti, volím $k_B = 1,5$

Velikost odporové třecí síly se rovná:

$$F_T = f \cdot m_C \cdot g = 0,12 \cdot 216,5 \cdot 9,81 = 254,9 \text{ N} \quad (3)$$

F_T třecí síla

f koeficient tření, pro ocel-ocel mazáno $f = 0,12$ [25]

g tíhové zrychlení, $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

9.2 Návrh kuličkového šroubu

9.2.1 Výpočet krouticího momentu

Kuličkový šroub je namáhán krutem vzniklým od odporových sil působících na závitu šroubu. Jsou to odpory proti valení kuliček, které se odvalují v drážce (závitu) šroubu a obíhají v matici. Jelikož výpočet odporového momentu kuličkového šroubu by byl poměrně složitý, zjednoduším si jej tak, že budu kuličkový šroub považovat za šroub trapézový a tedy místo valivého odporu budu počítat třecí odpor na závitu šroubu. Volím kuličkový šroub s předepnutou maticí o průměru $d = 40 \text{ mm}$ a stoupání $P_h = 30 \text{ mm}$ [22]. Podle [26] se třecí moment vypočítá následovně:

$$M_T = i \cdot F_T \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2} = 1 \cdot 254,9 \cdot \operatorname{tg}(11,7 + 14) \cdot \frac{0,03825}{2} = 2,3 \text{ Nm} \quad (4)$$

i počet matic, $i = 1$

φ'redukovaný třecí úhel

ψúhel stoupání

d_2 střední průměr šroubu, volím $d_2 = 38,25 \text{ mm}$ [22]

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{0,03}{\pi \cdot 0,03825} = 14^\circ \quad (5)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_Z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{30}{2}} = 11,7^\circ \quad (6)$$

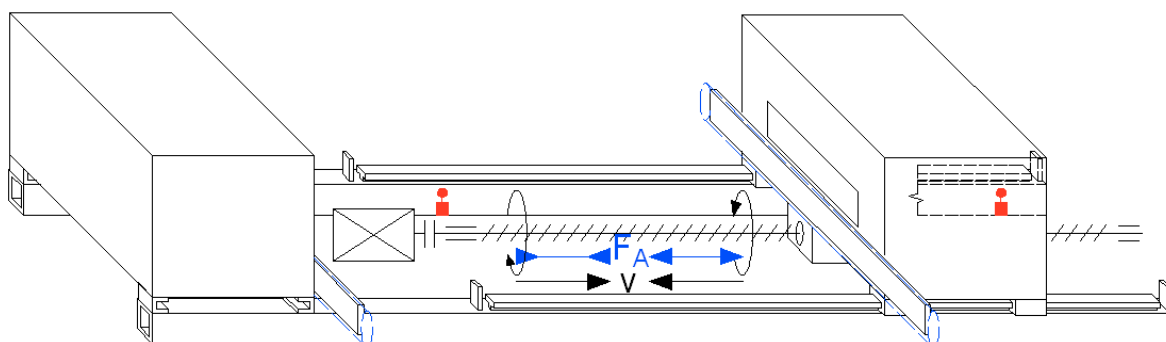
P_h stoupání, volím $P_h = 30 \text{ mm}$

f_Z součinitel tření na závitu, volím $f_Z = 0,2$ [26]

9.2.2 Kontrola šroubu na vzpěr

Kromě krouticího momentu působí na šroub také axiální síla $F_A = F_T = 254,9 \text{ N}$, která jej namáhá na tah nebo na tlak. Zmenšuje-li se rozteč mezi odjehlovacími jednotkami, šroub je namáhán na tah, zvětšuje-li se, je namáhán na tlak. Tahová/tlaková síla je malá,

ale při takto dlouhém šroubu hrozí při tlakovém osovém namáhání vykřivení šroubu. Je proto nutno jej zkontrolovat na vzpěr.



Obr. 29 – Osová síla ve šroubu F_A

Šroub namáhaný tlakem se může vykřivit, dosáhne-li tlakové napětí hodnoty blízké limitní, tj. kritické hodnoty napětí σ_{KR} . Pro výpočet kritického napětí se musí nejdříve určit štíhlostní poměr a mezní štíhlostní poměr. [27]

$$\lambda = l_{RED} \cdot \sqrt{\frac{S}{J}} = 0,5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{64 \cdot \pi \cdot d_2^2}{4 \cdot \pi \cdot d_2^4}} = 0,5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{16 \cdot \pi \cdot d_2^2}{\pi \cdot d_2^4}} \quad (7)$$

$$\lambda = 0,5 \cdot 2,048 \cdot \sqrt{\frac{16 \cdot \pi \cdot 0,03825^2}{\pi \cdot 0,03825^4}} = 107,1$$

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{245}} = 92 \quad (8)$$

$$\lambda \geq \lambda_m \quad (9)$$

λ štíhlostní poměr

λ_m mezní štíhlostní poměr

l_{RED} redukovaná délka, $l_{RED} = 0,5 \cdot l$ [27]

l činná délka šroubu, $l = 2048$ mm

S obsah průřezu šroubu

J kvadratický moment průřezu šroubu

E modul pružnosti v tahu, $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa [25]

σ_u mez úměrnosti, pro materiál 11 500 $\sigma_u = 245$ MPa [25]

Jelikož platí vzorec (9), pro kritické napětí platí Eulerův vzorec: [27]

$$\sigma_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{107,1^2} = 180,7 \text{ MPa} \quad (10)$$

Tlakové napětí na šroubu bude:

$$\sigma = \frac{F_T}{S} = \frac{4 \cdot F_T}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 254,9}{\pi \cdot 0,03825^2} = 0,2 \text{ MPa} \quad (11)$$

$$\sigma < \sigma_{KR} \quad (12)$$

Tlakové napětí σ je menší než kritické napětí σ_{KR} , šroub tedy vydrží.

9.3 Návrh pohonu

Pohon šroubu se skládá ze servomotoru s brzdou a planetovou převodovkou. Otáčky šroubu jsou dány zvolenou rychlostí posuvu odjehlovací jednotky a stoupáním kuličkového šroubu.

$$n_{\xi} = 60 \cdot \frac{v}{P_h} = 60 \cdot \frac{0,2}{0,03} = 400 \text{ min}^{-1} \quad (13)$$

$$\omega_{\xi} = \frac{\pi \cdot n_{\xi}}{30} = \frac{\pi \cdot 400}{30} = 41,9 \text{ s}^{-1} \quad (14)$$

n_{ξ} otáčky kuličkového šroubu

v rychlost posuvu odjehlovací jednotky, volím $v = 0,2 \text{ m.s}^{-1}$

ω_{ξ} úhlová rychlost šroubu

Výkon motoru se pak spočítá ze známého vzorce:

$$P = \frac{M_T \cdot \omega_{\xi}}{\eta_c} = \frac{M_T \cdot \omega_{\xi}}{\eta_{\xi} \cdot \eta_L^2} = \frac{2,3 \cdot 41,9}{0,94 \cdot 0,99^2} = 104,6 \text{ W} \quad (15)$$

P výkon motoru

η_c celková účinnost

η_{ξ} účinnost kuličkového šroubu, $\eta_{\xi} = 0,94$ [22]

η_L účinnost kuličkových ložisek, $\eta_L = 0,99$

Volím servomotor DSM 4-05.4 s planetovou převodovkou PLE-60 [28]

$P_1 = 0,5 \text{ kW}$

$i = 15$

$M_{K1} = 12 \text{ Nm}$

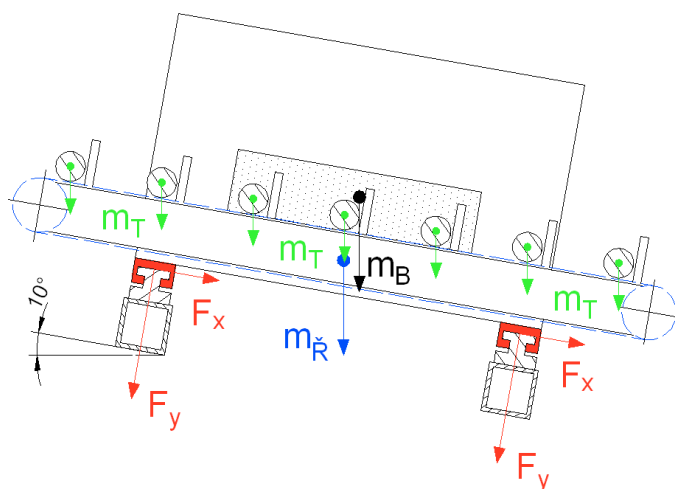
$n_1 = 400$



Obr. 30 – Servomotor DSM 4 (vlevo) a převodovka PLE-60 (vpravo) [28]

10 Návrh lineárního vedení

Lineární vedení umožňuje pohyb posuvné odjehlovací jednotky pouze v jednom směru, všechny ostatní síly a momenty zachytává. Působí na něj především síly vzniklé od hmotnosti jednotlivých částí – odjehlovací jednotky, řetězového dopravníku a přibližně polovina hmotnosti tyčí naložených na dopravníku. Jelikož posuv odjehlovací jednotky bude ojedinělý, provedu pouze statický výpočet.



Obr. 31 – Síly působící na lineární vedení

Celkovou hmotnost m_C vypočítám ze součtu hmotností všech částí. Hmotnost bedny je pouze odhad a ve skutečnosti může být i větší, proto ji zvětším o bezpečnostní součinitel k_B . Hmotnost tyčí nemusí být na dopravníku rovnoměrně rozložena (nepřesné výškové ustavení stroje) a proto i tu zvětším o k_B .

$$m_C = k_B \cdot m_B + m_{\dot{R}} + k_B \cdot \frac{m_T}{2} = 1,5 \cdot 109,2 + 48,9 + 1,5 \cdot \frac{1048,7}{2} = 999,2 \text{ kg} \quad (16)$$

m_C celková hmotnost

k_B koeficient bezpečnosti, volím $k_B = 1,5$

m_T hmotnost tyčí na plně naloženém dopravníku, $m_T = 1048,7 \text{ kg}$

Odjehlovací jednotka stojí na čtyřech jezdcích, celková hmotnost se tedy rozloží do těchto čtyř bodů. Síla působící na jednoho jezdce pak bude:

$$F = \frac{m_C}{4} \cdot g = \frac{999,2}{4} \cdot 9,81 = 2450,5 \text{ N} \quad (17)$$

$$F_x = F \cdot \sin 10^\circ = 2450,5 \cdot \sin 10^\circ = 425,5 \text{ N} \quad (18)$$

$$F_y = F \cdot \cos 10^\circ = 2450,5 \cdot \cos 10^\circ = 2413,3 \text{ N} \quad (19)$$

F..... Celková síla působící na lineární vedení

g..... tíhové zrychlení, $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

Volím vedení HGH30CA od firmy Hiwin s.r.o. [29]

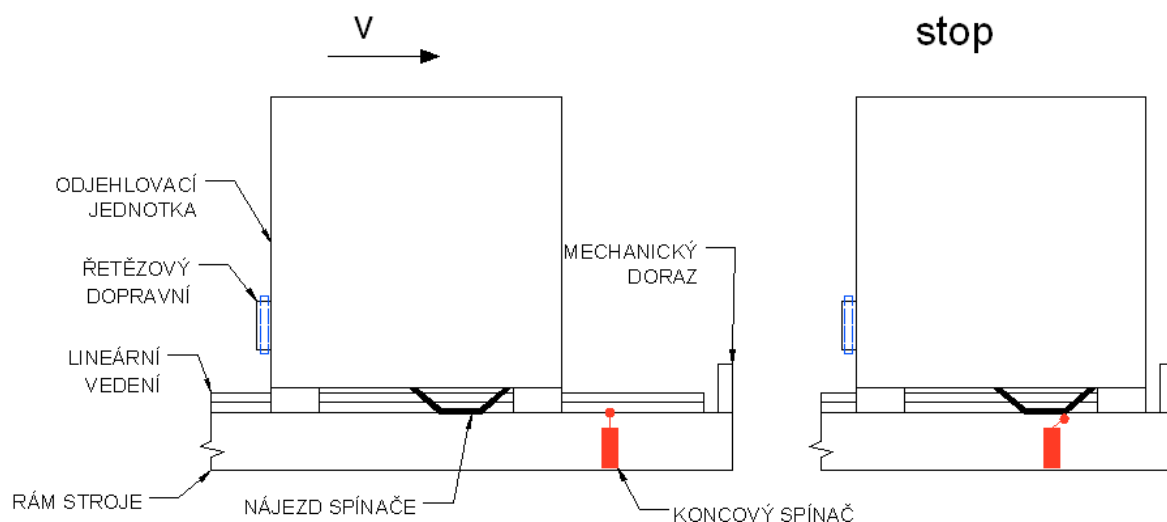
statická únosnost $C_0 = 83\,060 \text{ N}$



Obr. 32 – Lineární vedení [29]

11 Koncové spínače

Koncové spínače slouží k detekci koncových poloh posuvné odjehlovací jednotky. Zvolený koncový spínač funguje na mechanickém principu. Nájezd spínače navařený na pohybující se odjehlovací jednotce vychýlí kladičku s držákem. Až vychýlení dosáhne nastaveného úhlu, sepne se elektrický okruh, který vyšle signál k zastavení pohonu.



Obr. 33 – Umístění koncového spínače

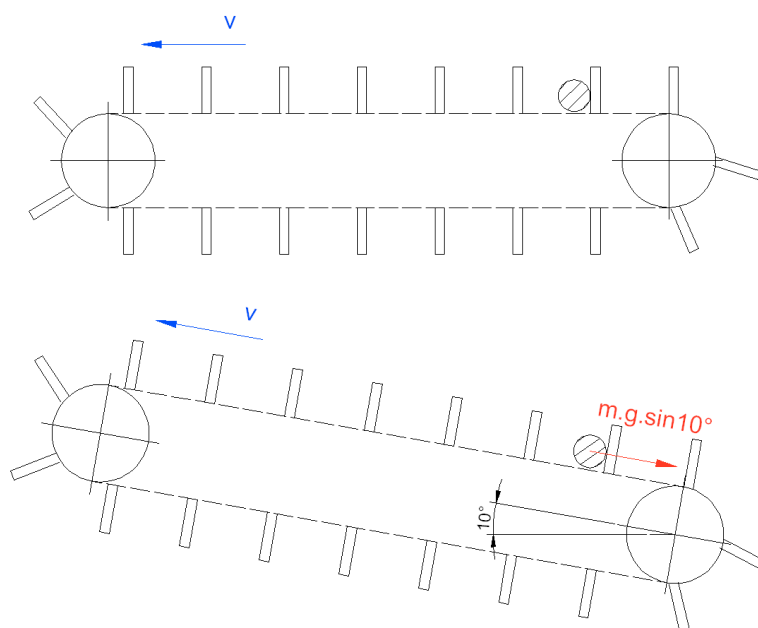


Obr. 34 – Koncový spínač Ersce E100-00-FI [30]

12 Návrh řetězového dopravníku

12.1 Návrh řetězu dopravníku

Řetězový dopravník slouží k transportu tyčí ze zásobníku k odjehlovacím kartáčům a dále je odvádí pryč z odjehlovacího zařízení. Skládá se ze dvou řetězových obvodů klouzajících po řetězových vedeních a čtyř řetězových kol. Dopravník může být vodorovný nebo šikmý. U vodorovného dopravníku jsou menší nároky na pohon, ale hrozí u něj dopředný relativní pohyb tyčí vůči řetězu (např. odkutálení se) a tím jejich vzpříčení nebo dokonce vypadnutí z dopravníku. Šikmý dopravník sice vyžaduje silnější pohon, nicméně tyče jsou vlastní vahou tlačeny na unášče, takže relativní pohyb nehrozí. Pohon dopravníku je tvořen elektromotorem s převodovkou, řetězovým převodem, pojistnou třecí spojkou a průběžnou hřídelí, která pohání oba obvody a tím je zajištěna synchronizace řetězů. Požadované proměnlivé doby taktu a tedy i proměnlivé rychlosti řetězu dosáhneme frekvenčním měničem, kterým se řídí otáčky motoru.



Obr. 35 – Porovnání vodorovného a šikmého dopravníku

12.1.1 Výpočet řetězu

Nejprve se musí vypočítat maximální možná zátěž, která bude na dopravník působit. Z obr. 36 vyplývá, že dopravník poveze v jednu chvíli maximálně 7 tyčí o maximálním průměru 90 mm. Maximální zátěž tedy je:

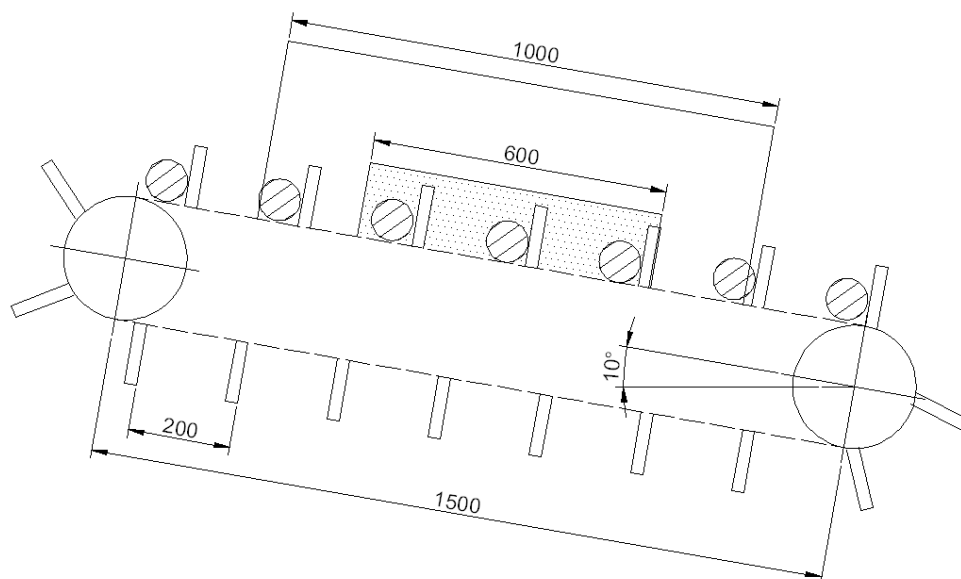
$$m_T = 7 \cdot \rho \cdot V = 7 \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = 7 \cdot 7850 \cdot \frac{\pi \cdot 0,09^2}{4} \cdot 3 = 1048,7 \text{ kg} \quad (20)$$

m_T ... váha tyčí

ρ měrná hmotnost oceli

V objem jedné tyče

d maximální průměr jedné tyče

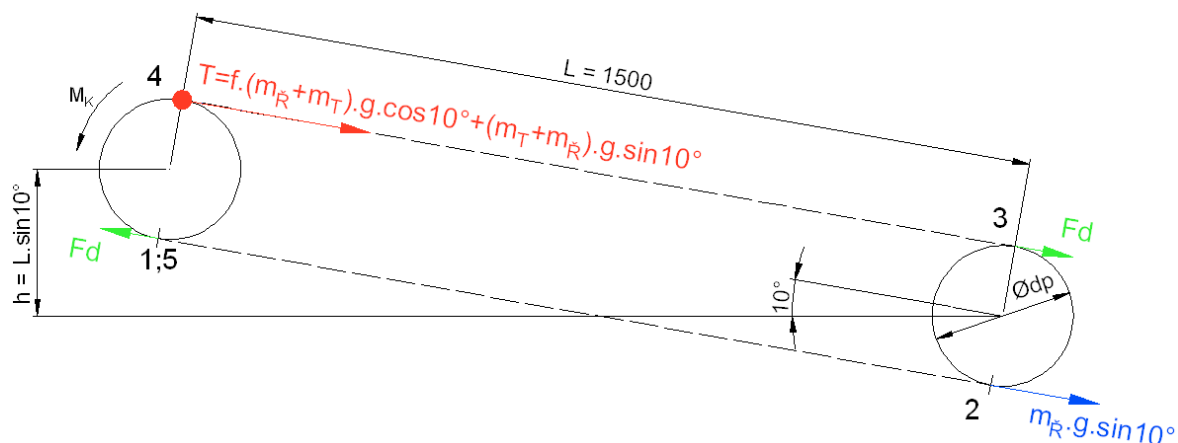


Obr. 36 – Předběžný návrh rozměrů dopravníku

Předběžné rozměry dopravníku jsem volil na základě odhadu rozměrů odjehlovací jednotky, kde jsem vycházel především z rozměrů odjehlovacího kartáče – průměr $d = 300$ mm a délka $l = 600$ mm. Rozteč unášeců jsem volil podle maximální velikosti přepravovaných tyčí a podle zadaného taktu práce stroje.

Řetězy jsou namáhány tahem složkou tíhové síly všech naložených tyčí, třením, vyvolaném složkou tíhové síly tyčí, stejně tak jsou namáhány tíhou a třením vyvolaném vlastní vahou a polygonickými efekty na řetězových kolech. Na obr. 37 jsem řetěz rozdělil na jednotlivé úseky působení sil. Bod 1 je výchozí bod a působí v něm pouze síla z předepnutí řetězu T_0 . V bodě 2 působí tlak od tíhy volné větve řetězu, v bodě 3 se řetěz natahuje polygonickým efektem, v bodě 4 je řetěz natahován tíhou horní větve řetězu a tíhou tyčí a třením mezi řetězem a plastovým vedením. V bodě 5 působí opět polygonický efekt. V bodě 5 bude největší tahová síla, které bude rovna součtu všech znázorněných tahových sil a rozkládá se na oba řetězy řetězového dopravníku. Pro řetězový dopravník

volím řetěz 16 B-1 dle ČSN 02 3311 a řetězová kola s počtem zubů $z = 17$, průměr roztečné kružnice $d_p = 138,22$ mm.



Obr. 37 – Výpočtové schéma tahu v řetězech

$$T_1 = T_0 \quad (21)$$

$$T_2 = T_1 - 2 \cdot m_{\text{Ř}} \cdot 1,5 \cdot g \cdot \sin 10^\circ = T_0 - 2 \cdot m_{\text{Ř}} \cdot 1,5 \cdot g \cdot \sin 10^\circ =$$

$$= T_0 - 2 \cdot 2,75 \cdot 1,5 \cdot 9,81 \cdot \sin 10^\circ = T_0 - 14,1 \text{ N}$$

$$T_3 = T_2 + 2 \cdot F_d = T_0 - 14,1 + 2 \cdot 71,1 = T_0 + 128,1 \text{ N} \quad (23)$$

$$T_4 = T_3 + (m_T + 2 \cdot m_{\text{Ř}} \cdot 1,5) \cdot g \cdot \sin 10^\circ + (m_T + 2 \cdot m_{\text{Ř}} \cdot 1,5) \cdot g \cdot \cos 10^\circ \cdot f =$$

$$= T_0 + 128,1 + (1048,7 + 2 \cdot 2,75 \cdot 1,5) \cdot 9,81 \cdot \sin 10^\circ +$$

$$+ (1048,7 + 2 \cdot 2,75 \cdot 1,5) \cdot 9,81 \cdot \cos 10^\circ \cdot 0,5 = T_0 + 7034,2 \text{ N}$$

$$T_5 = T_4 + 2 \cdot F_d = T_0 + 7034,2 + 2 \cdot 71,1 = T_0 + 7176,4 \text{ N} \quad (25)$$

$m_{\text{Ř}}$ hmotnost jednoho metru řetězu, $m_{\text{Ř}} = 2,75$ kg/m [25]

m_T hmotnost tyčí

F_d síla vyvolaná polygonickým efektem

Polygonický efekt je způsoben nerovnoměrností chodu části řetězu, která se navíjí na řetězové kolo. Články na kole se pohybují nerovnoměrným zrychleným pohybem a toto zrychlení vyvolává tahové účinky uvnitř řetězu. Velikost tohoto efektu závisí na počtu zubů řetězového kola a na jeho úhlové rychlosti. Maximální rychlost řetězu určím z požadovaného taktu práce stroje (1,5 až 4,5 sekundy) a zvolené rozteče unášeců. Z té potom vypočítám úhlovou rychlost řetězových kol.

$$v_{\dot{R}} = \frac{l}{t} = \frac{0,2}{1,5} = 0,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (26)$$

$$n = \frac{v_{\dot{R}}}{\pi \cdot d_p} \cdot 60 = \frac{0,13}{\pi \cdot 0,13822} \cdot 60 = 17,9 \text{ ot/min} \quad (27)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{17,9}{60} = 1,87 \text{ s}^{-1} \quad (28)$$

$v_{\dot{R}}$... rychlost řetězu

l rozteč unášeců, $l = 200 \text{ mm}$

t doba taktu, $t = 1,5 \text{ s}$

d_p .. průměr roztečné kružnice, $d_p = 138,22 \text{ mm}$

ω ... úhlová rychlost řetězových kol

n otáčky řetězových kol

K výpočtu polygonické síly dále potřebuji celkové zatížení jednoho řetězu a úhlovou rozteč zubů řetězových kol:

$$m = \left[m_{\dot{R}} \cdot (2 \cdot 1,5 + \pi \cdot d_p) + \frac{m_T}{2} \right] = \left[2,75 \cdot (2 \cdot 1,5 + \pi \cdot 0,13822) + \frac{1048,7}{2} \right] = \quad (29)$$

$$= 533,8 \text{ kg}$$

$$\alpha = \frac{360}{z} = \frac{360}{17} = 21,18^\circ \quad (30)$$

$$F_d = 3 \cdot \frac{d_p}{2} \cdot \omega^2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot m = 3 \cdot \frac{0,13822}{2} \cdot 1,87^2 \cdot \sin \frac{21,18}{2} \cdot 533,8 = 71,1 \text{ N} \quad (31)$$

m ... zatížení jednoho řetězu

α úhlová rozteč zubů

F_d ... dynamická síla vyvolaná polygon. efektem

Pro řetězový dopravník platí podmínka, že v žádném bodě nesmí být výsledná síla tlaková, tedy že:

$$T_i \geq 0 \quad (13)$$

V bodě 2 není tato podmínka splněna a je proto nutno řetěz předeprnout. Volím předeprnací sílu $T_0 = 200 \text{ N}$. Tuto sílu dosadím do vzorců (21) až (25) a vypočítám výslednou tahovou sílu v řetězech.

$$T_1 = T_0 = 200 \text{ N} \quad (32)$$

$$T_2 = T_0 - 14,1 = 185,9 \text{ N} \quad (33)$$

$$T_3 = T_0 + 128,1 = 328,1 \text{ N} \quad (34)$$

$$T_4 = T_0 + 7034,2 = 7234,2 \text{ N} \quad (35)$$

$$T_5 = T_0 + 7176,4 = 7376,4 \text{ N} \quad (36)$$

Kromě statických sil však na řetězy působí ještě dynamická síla při rozběhu plně naloženého dopravníku. Pokud nebude rozběh motoru regulován, dopravník dosáhne maximální rychlosti téměř okamžitě. Volím si tedy zrychlení $a = 1 \text{ m.s}^{-2}$, což odpovídá zrychlení na maximální rychlost za 0,13 s. Dynamická síla působící na řetězy bude:

$$F_{DYN} = m \cdot a \quad (37)$$

$$F_{DYN} = (2 \cdot m_{\check{R}} \cdot L_{\check{R}} + m_T) \cdot a \quad (38)$$

$$L_{\check{R}} = 2 \cdot L + \pi \cdot d_p = 2 \cdot 1,5 + \pi \cdot 0,13822 = 3,43 \text{ m} \quad (39)$$

$$F_{DYN} = (2 \cdot 2,75 \cdot 3,43 + 1048,7) \cdot 1 = 1067,6 \text{ N} \quad (40)$$

F_{DYN} ... dynamická síla

$L_{\check{R}}$ délka řetězu

12.1.2 Kontrola řetězu

Kontrola řetězu se provádí porovnáním tahové síly v řetězu se silou při přetržení daného řetězu uvedenou v normě, přičemž musí být dodržena statická a dynamická bezpečnost.

$$T = T_5 + F_{DYN} = 7376,4 + 1067,6 = 8444 \text{ N} \quad (41)$$

$$T_{1/2} = \frac{T}{2} = \frac{8444}{2} = 4222 \text{ N} \quad (42)$$

$$k_S = \frac{F_{Pt}}{T_{1/2}} = \frac{58000}{4222} = 13,7 < 7 \dots \textbf{VYHOVUJE} \quad (43)$$

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{T \cdot T_{1/2}} = \frac{58000}{2 \cdot 4222} = 6,9 < 5 \dots \textbf{VYHOVUJE} \quad (44)$$

Ttahová síla v obou řetězech

$T_{1/2}$.. tahová síla v jednom řetězu

k_S statická bezpečnost

k_D dynamická bezpečnost

F_{Pt} síla při přetržení, $F_{Pt} = 58 \text{ kN}$ [25]

Y činitel rázů, pro dopravník a elektromotor $Y = 2$ [31]

Hnaný stroj	Hnací stroj							
	Elektro- motor	Spalovací motor				Vodní turbína		Parní Turbin a
		pomaloběžný		rychloběžný				
		1 válec	2 válce	4 válce	6 válců	rychlo- běžná	pomalu - běžná	
Soustruh, vrtačka	1,4							
Frézka	1,5							
Hoblovka	2,3							
Obrázečka	2							
Tažný stroj	1,8							
Dopravník								
-pro sypký mater.	1,5	3	2,8	2,2	2			
-pro kusový mater.	2	4	3,5	2,7	2			
Zdvihadlo	2,5	5	4	3	2,6			
Generátor								
-velký	1		2			1,2	1,5	1
-malý	1,5		2,8			1,7	2,5	1,5

Obr. 38 – Tabulka činitelů rázů Y [31]

Kontrola tlaku v kloubu řetězu:

Výsledná tahová síla $T_{1/2}$ v řetězu se přenáší v kloubu kontaktní plochou S čepu a pouzdra, na které působí měrný tlak a nastává vzájemný pohyb čepu a pouzdra. Mezi čepem a pouzdem tak dochází ke tření a nežádoucímu opotřebení a prodlužování řetězu. Podmínka měrného tlaku v kloubu rozhoduje o trvanlivosti řetězu. [31,32]

$$p_V = \frac{T_{1/2}}{S} = \frac{4222}{210} = 20,1 \text{ MPa} \quad (45)$$

$$p_D = p \cdot \lambda = 31,78 \cdot 0,91 = 28,9 \text{ MPa} \dots \textbf{VYHOVUJE} \quad (46)$$

p_V výpočtový tlak

S plocha kloubu, $S = 210 \text{ mm}^2$ [25]

p_D dovolený tlak

p směrný tlak v kloubu, $p = 31,78 \text{ MPa}$ [31]

λ činitel tření, $\lambda = 0,91$ [31]

Tab. 6 – Činitel tření λ [31]

A	Převodový poměr u				
	1	2	3	5	7
20 · t	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04
40 · t	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15
80 · t	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32
160 · t	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57

Tab. 7 – Směrný tlak v kloubu p [31]

v [m·s ⁻¹]	Z ₁				
	17	19	21	23	≥ 25
0,1	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	26,59	27,08	27,57	27,96	28,55
1,0	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
1,5	24,03	24,62	25,21	25,80	26,19
2,0	22,17	23,35	23,94	24,53	25,11
2,5	20,90	21,88	22,66	23,45	24,13
3,0	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05

12.1.3 Stanovení počtu článků, délky řetězu a osové vzdálenosti

Počet článků řetězu určíme z obvodu řetězu znázorněného na obr. 39:

$$X = \frac{2 \cdot A + \pi \cdot d_p}{t} = \frac{2 \cdot 1500 + \pi \cdot 138,22}{25,4} = 135,2 \text{ článků} \quad (47)$$

X..... počet článků řetězu

A..... osová vzdálenost, volím A = 1500 mm

t..... rozteč článku řetězu, t = 25,4 mm [25]

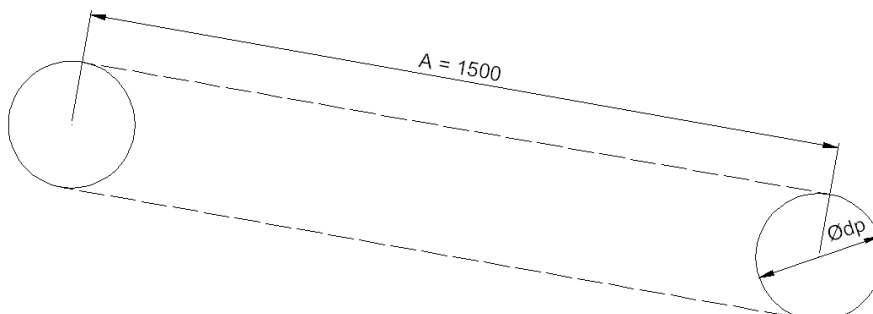
Volím počet článků řetězu X = 136 článků

Délku řetězu určíme ze vztahu:

$$L = X \cdot t = 136 \cdot 25,4 = 3454,4 \text{ mm} \quad (48)$$

Na řetězových kolech je vždy namotáno 17 článků. Ve větvích řetězu tedy zbývá 119 článků. Skutečná osová vzdálenost potom bude:

$$A_{SK} = \frac{119}{2} \cdot t = \frac{119}{2} \cdot 25,4 = 1511,3 \text{ mm} \quad (49)$$



Obr. 39 – Výpočet počtu článků a délky řetězu

13 Výpočet hnací hřídele

Oba řetězy dopravníku jsou poháněny jednou průběžnou hřídelí a přenos krouticího momentu z hřídele na kola je realizován pery. Hřídel je tedy namáhána především krutem vyvolaným celkovou tahovou silou působící na oba řetězy (síla T).

$$M_K = T \cdot \frac{d_p}{2} = 8444 \cdot \frac{0,13822}{2} = 583,6 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$\tau_{DOV} = \frac{\sigma_{DOV}}{2} = \frac{R_e}{2 \cdot k_S} = \frac{186}{2 \cdot 1,3} = 71,5 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 583,6}{\pi \cdot 71,5 \cdot 10^6}} = 34,6 \text{ mm} \quad (52)$$

M_K kroutící moment

σ_{DOV} .. dovozené napětí v tahu

τ_{DOV} ... dovozené napětí v krutu

R_e mez kluzu, $R_e = 186 \text{ MPa}$ pro mat. 11 373 [25]

k_S statická bezpečnost, volím $k_S = 1,3$

Volím průměr hřídele $d = 40 \text{ mm}$

Jelikož poháněná řetězová kola mohou být od sebe ve vzdálenosti až 3 m, je možné, že vlivem zkroucení hřídele bude jeden řetěz zaostávat za druhým a unášené tyče tak budou vychýlené. Z tohoto důvodu zkontroluji úhel zkroucení hřídele, který pak přepočítám na vzdálenost, o kterou se bude vzdálenější řetěz opožďovat. Hřídel má po celé své délce vyfrézovanou drážku pro pero, která snižuje nosnou plochu hřídele:

$$d' = d - t = 40 - 4,9 = 35,1 \text{ mm} \quad (53)$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot d'^4}{32} = \frac{\pi \cdot 0,0351^4}{32} = 0,149 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 \quad (54)$$

$$\varphi = \frac{180 \cdot \frac{M_K \cdot l}{2}}{\pi \cdot G \cdot I_p} = \frac{180 \cdot \frac{583,6}{2} \cdot 2,97}{\pi \cdot 0,81 \cdot 10^{11} \cdot 0,251 \cdot 10^{-6}} = 4,1^\circ \quad (55)$$

d'..... nosný průměr hřídele

t..... hloubka drážky v hřídeli dle ČSN 02 2562 [25]

I_p..... polární moment setrvačnosti

l..... vzdálenost mezi řetězovými koly

G..... modul pružnosti ve smyku, pro ocel $G = 0,81 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ [25]

Hřídel se zkrutí o $4,1^\circ$. O tento úhel bude také vychýleno vzdálenější řetězové kolo vůči tomu bližšímu a vzdálenější řetěz se bude tedy opožďovat o rozměr odpovídající danému oblouku na průměru roztečné kružnice řetězového kola.

$$O = \pi \cdot d_p = \pi \cdot 138,22 = 434,2 \text{ mm} \quad (56)$$

$$\frac{360^\circ}{4,1^\circ} = \frac{O}{x} \Rightarrow x = \frac{O \cdot 4,1}{360} = \frac{434,2 \cdot 4,1}{360} = 4,9 \text{ mm} \quad (57)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{x}{L} \Rightarrow \alpha = \operatorname{arctg} \frac{x}{L} = \operatorname{arctg} \frac{4,9}{3000} = 0,09^\circ \quad (58)$$

O..... obvod roztečné kružnice řetězového kola

x..... zpoždění vzdálenějšího řetězu

α úhel vychýlení unášené tyče

L..... délka tyče

Vzdálenější řetěz se tedy bude vůči bližšímu řetězu opožďovat o 4,9 mm, čemuž odpovídá vychýlení třímetrové tyče o úhel 0,09°. Takové vychýlení je nepatrné a na kvalitu odjehlení nebude mít vliv.

14 Výpočet výkonu motoru

Řetězový dopravník je poháněn elektromotorem s čelní převodovkou upevněným na rámu stroje. Přenos krouticího momentu z motoru na průběžnou hřídel uloženou ve třech ložiskách je zajištěn řetězovým převodem. Hnané řetězové kolo je upevněno na hřídeli přes pojistnou třecí spojku, která chrání motor s převodovkou před neočekávaným přetížením stroje a současně vyrovnává úhlové výchylky hřídelí. Spojkou přenášený maximální krouticí moment lze nastavit šroubem. V případě překonání nastaveného momentu se překonají třecí síly působící mezi spojkou a hnaným řetězovým kolem a kolo proklouzne.

Potřebný výkon motoru a převodovky vypočítám ze známé rychlosti řetězového dopravníku, známého krouticího momentu a energetických ztrát v ložiskách a převodech. Zvolený elektromotor pak musím doplnit čelní převodovkou s takovým převodovým poměrem, aby výstupní krouticí moment bezpečně překonal vypočtený moment nutný pro běh plně naloženého řetězového dopravníku.

$$P = \frac{T \cdot v_{\check{r}}}{\eta_c} = \frac{8444 \cdot 0,13}{0,95} = 1155,5 \text{ W} \quad (59)$$

$$\eta_c = \eta_L^3 \cdot \eta_{\check{r}P} = 0,99^3 \cdot 0,98 = 0,95 \quad (60)$$

P.....výkon motoru

η_c celková účinnost

η_L účinnost ložiska, pro valivá ložiska $\eta_L = 0,99$

$\eta_{\check{r}P}$... účinnost řetězového převodu, $\eta_{\check{r}P} = 0,98$ [32]

Volím elektromotor MS 132 S8 s čelní převodovkou TRC04 [33]

$P_1 = 2,2 \text{ kW}$

$i = 24,99$

$M_{K1} = 754,7 \text{ Nm}$

$$n_1 = 27,8 \text{ min}^{-1}$$

15 Výpočet řetězového převodu

Řetězový převod přenáší krouticí moment z hřídele převodovky na hnací hřídel řetězového dopravníku. Velikost řetězu určím předběžně z diagramu na obr. 40. K tomu potřebuji určit jmenovitý diagramový výkon P_D , který zohledňuje provozní podmínky převodu. Převodový poměr získám z poměru výstupních otáček převodovky a potřebných otáček řetězových kol dopravníku.

$$u = \frac{n_1}{n} = \frac{27,8}{17,9} = 1,55 \quad (61)$$

u.....převodový poměr

n_1výstupní otáčky z převodovky

npotřebné otáčky řetězových kol dopravníku

Volím počet zubů malého a velkého řetězového kola $z_1 = 15$ a $z_2 = 22$ zubů. Skutečný převodový poměr tedy bude:

$$u_{SK} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{22}{15} = 1,47 \quad (62)$$

Otáčky řetězových kol dopravníku a maximální rychlost dopravníku se pak rovná:

$$n_{SK} = \frac{n_1}{u_{SK}} = \frac{27,8}{1,47} = 18,9 \text{ min}^{-1} \quad (63)$$

$$v_{RSK} = \pi \cdot d_p \cdot \frac{n_{SK}}{60} = 0,136 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (64)$$

Diagramový výkon P_D získám z přenášeného výkonu, zvýšeného o provozní součinitele:

$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{1155,5}{0,5 \cdot 0,6 \cdot 1} = 3851,7 \text{ W} \quad (65)$$

μ činitel mazání, dle tab. 8 $\mu = 0,6$

χ činitel výkonu, pro $Y = 2$ a $z_1 = 15$ je $\chi = 0,5$ (viz. tab. 9)

φčinitel provedení řetězu, dle tab. 10 $\varphi = 1$

Tab. 8 – Činitel mazání μ [31]

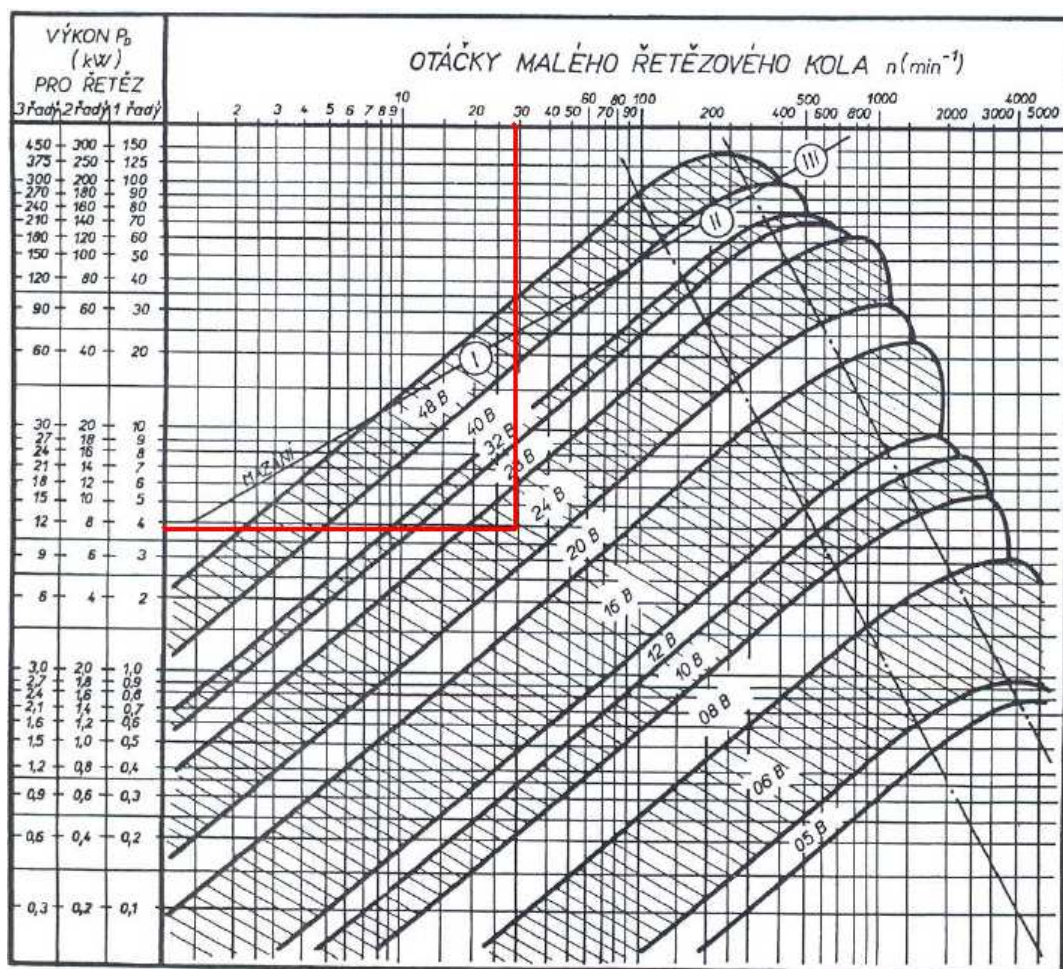
Rozmezí výkonu	Rychlost řetězu [m.s ⁻¹]	Druh mazání		μ [-]			
		Vhodné	Přípustné	bez- vadné mazání	Nedostatečné mazání		Bez mazání
					bez znečištění	se znečištění m	
I	do 4	Lehké mazání kapkami 4 až 14 kapek za min.	Tukové mazání, ruční mazání		0,6	0,3	0,15
II	do 7	Ponorné mazání máčením v olejové lázni	Mazání kapkami, asi 20 kapek za min.	1	0,3	0,15	nepří- pustné
III	do 12	Tlakové oběžné mazání	Olejová lázeň s ostřikovacím kotoučem		nepřípustné		
	přes 12	Mazání olejovou mlhou	Tlakové oběžné mazání				

Tab. 9 – Činitel výkonu χ [31]

u	Y = 1					Y = 2					Y = 3				
	Z ₁					Z ₁					Z ₁				
	13	17	19	21	25	13	17	19	21	25	13	17	19	21	25
1	-	0,73	0,83	0,93	1,11	-	0,53	0,60	0,67	0,81	-	0,42	0,52	0,58	0,70
2	0,50	0,82	0,93	1,04	1,26	-	0,60	0,68	0,76	0,92	-	0,50	0,59	0,66	0,80
3	0,57	0,88	1,00	1,12	1,36	0,42	0,65	0,73	0,82	0,99	-	0,55	0,63	0,71	0,86
5	0,64	0,96	1,09	1,22	1,49	0,47	0,71	0,80	0,89	1,09	0,40	0,61	0,69	0,77	0,94
7	0,67	1,02	1,15	1,30	1,59	0,49	0,75	0,85	0,95	1,16	0,42	0,64	0,73	0,82	1,00

Tab. 10 – Činitel provedení řetězu ϕ [31]

Řetěz	ϕ [-]
ČSN 02 3311 provedení A, B a ČSN 02 3324 typ 06 C	1
ČSN 02 3311 ostatní provedení kromě A a B	0,8
ČSN 02 3315 (řetěz s dlouhou roztečí)	1,5



Obr. 40 – Diagram pro volbu velikosti řetězu [31]

Volím řetěz 24 B – 1 dle ČSN 02 3311

15.1 Kontrola řetězu

Jak je naznačeno na obr. 41, tahová síla F_1 v tažné větvi řetězu je v rovnováze se třemi silami: obvodovou silou F_O , tahovou složkou od odstředivé síly F_C , tahovou složkou od tíhy volné větve. [31]

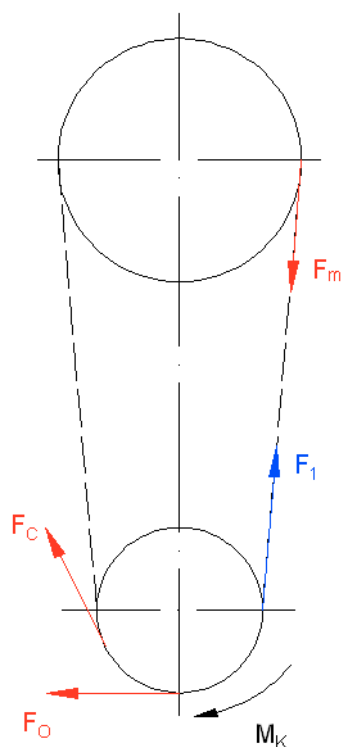
$$F_O = \frac{P}{v_{\text{RSK}}} = \frac{1155,5}{0,136} = 8496,3 \text{ N} \quad (66)$$

$$F_C = m_{\text{Ř}} \cdot v_{\text{RSK}}^2 = 7,12 \cdot 0,136^2 = 0,1 \text{ N} \quad (67)$$

$$F_m = m_{\text{Ř}} \cdot A \cdot g = 7,12 \cdot 0,6 \cdot 9,81 = 41,9 \text{ N} \quad (68)$$

$$F_1 = F_O + F_C + F_m = 8496,3 + 0,1 + 41,9 = 8538,3 \text{ N} \quad (69)$$

A..... osová vzdálenost, volím $A = 600 \text{ mm}$



Obr. 41 – Tahové síly působící na řetěz

Statickou a dynamickou bezpečnost vypočítám podle vzorců:

$$k_S = \frac{F_{Pt}}{F_1} = \frac{170000}{8538,3} = 19,9 \geq 7 \dots \textbf{VYHOVUJE} \quad (70)$$

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{Y \cdot F_1} = \frac{170000}{2 \cdot 8538,3} = 9,9 \geq 5 \dots \textbf{VYHOVUJE} \quad (71)$$

F_{Pt}síla při přetržení, $F_{Pt} = 170 \text{ kN}$ [25]

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu:

$$p_V = \frac{F_1}{S} = \frac{8538,3}{554} = 15,4 \text{ MPa} \quad (72)$$

$$p_D = p \cdot \lambda = 31,2 \cdot 0,7 = 21,84 \text{ MPa} \dots \textbf{VYHOVUJE} \quad (73)$$

S..... plocha kloubu, $S = 554 \text{ mm}^2$ [25]

p..... směrný tlak, $p = 31,2$ (viz tab. 7) [31]

λ činitel tření, $\lambda = 0,7$ (viz tab. 6) [31]

15.2 Stanovení počtu článků a délky řetězu

Počet článků řetězu X vypočteme ze vztahu: [31]

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A} \quad (74)$$

$$X = 2 \cdot \frac{0,6}{0,0381} + \frac{15+22}{2} + \left(\frac{22-15}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{0,0381}{0,6} = 50,07 \text{ článků} \quad (75)$$

X.....počet článků řetězu

A.....osová vzdálenost

t.....rozteč článku řetězu, t = 38,1 mm [25]

Volím X = 50 článků

Délka řetězu L plyne ze vztahu:

$$L = X \cdot t = 50 \cdot 38,1 = 1905 \text{ mm} \quad (76)$$

Z počtu článků řetězu X pak plyne skutečná osová vzdálenost převodu A_{SK} :

$$A_{SK} = \frac{t}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right] \quad (77)$$

$$A_{SK} = \frac{0,0381}{8} \cdot \left[2 \cdot 50 - 15 - 22 + \sqrt{(2 \cdot 50 - 15 - 22)^2 - 0,8109 \cdot (22 - 15)^2} \right]$$

$$A_{SK} = 598,6 \text{ mm}$$

A_{SK} ...skutečná osová vzdálenost

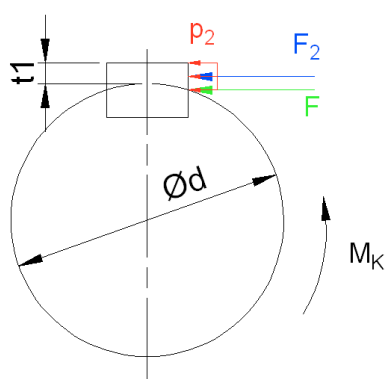
F..... součinitel, F = 0,8109 dle tab. 11 [31]

Tab. 11 – Hodnoty součinitele F [31]

$\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$	F	$\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$	F	$\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$	F	$\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$	F
12	0,8106	2,9	0,8116	1,37	0,8215	1,19	0,8310
11	0,8106	2,8	0,8118	1,36	0,8219	1,18	0,8318
10	0,8107	2,7	0,8119	1,35	0,8222	1,17	0,8326
9	0,8107	2,6	0,8121	1,34	0,8226	1,16	0,8336
8	0,8107	2,5	0,8123	1,33	0,8230	1,15	0,8346
7	0,8108	2,4	0,8125	1,32	0,8234	1,14	0,8358
6	0,8108	2,3	0,8127	1,31	0,8238	1,13	0,8372
5	0,8109	2,2	0,8130	1,30	0,8243	1,12	0,8387
4,8	0,8109	2,1	0,8134	1,29	0,8248	1,11	0,8405
4,6	0,8109	2,0	0,8138	1,29	0,8253	1,10	0,8425
4,4	0,8110	1,9	0,8143	1,27	0,8258	1,09	0,8448
4,2	0,8110	1,8	0,8150	1,26	0,8264	1,08	0,8474
4	0,8110	1,7	0,8158	1,25	0,8270	1,07	0,8503
3,8	0,8111	1,6	0,8170	1,24	0,8276	1,06	0,8537
3,6	0,8112	1,5	0,8185	1,23	0,8282	1,058	0,8544
3,4	0,8113	1,4	0,8207	1,22	0,8289	1,056	0,8551
3,2	0,8114	1,39	0,8209	1,21	0,8295	1,054	0,8559
3	0,8115	1,38	0,8212	1,20	0,8302	1,052	0,85675

16 Kontrola per

Těsná pera jsou použity k přenosu krouticího momentu v celém pohonu dopravníku. Silové poměry vznikající při běhu stroje jsou znázorněny na obr. 42. Při přenosu momentu se otláčí jak boky samotného pera, tak stěny drážky v hřídeli a stěny drážky v náboji. Rozměry pera jsou dány průměrem hřídele a příslušnou normou, určuje se pouze délka pera z kontroly na otlacení. Zvolené pero se pak kontroluje na stříh. [26]



Obr. 42 – Síly působící na pero

16.1 Pero dvojice převodovka – malé řetězové kolo

Z převodovky na malé řetězové kolo se přenáší vypočtený M_K zmenšený o převodový poměr řetězového převodu. Průměr hřídele převodovky je $d = 35$ mm, jsou použity dvě pera.

$$M_{K1} = \frac{M_K}{u_{SK}} = \frac{583,6}{1,47} = 397 \text{ Nm} \quad (78)$$

Ze známého krouticího momentu M_{K1} vypočítám sílu F_2 , podle které následně určím minimální délku pera l' tak, aby tlak p_2 nepřesáhl dovolený měrný tlak p_D .

$$F_2 = \frac{\frac{M_{K1}}{2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{\frac{397}{2}}{\frac{0,035}{2} + \frac{0,0033}{2}} = 10365,5 \text{ N} \quad (79)$$

$$l' = \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} = \frac{10365,5}{100 \cdot 10^6 \cdot 0,0033} = 31,4 \text{ mm} \quad (80)$$

l'předběžná délka rovinné části boku pera

F_2 síla působící na bok pera

p_2tlak působící na bok pera vyvolaný silou F_2

p_Ddovolený měrný tlak, pro ocel $p_D = 100$ MPa [26]

t_1 část pera působící na náboj, $t_1 = 3,3$ mm dle ČSN 02 2562 [25]

Volím délku per $l = 60$ mm.

Kontrola per na stříh:

$$F = \frac{\frac{M_{K1}}{2}}{\frac{d}{2}} = \frac{\frac{397}{2}}{\frac{0,035}{2}} = 11342,9 \text{ N} \quad (81)$$

$$\tau_S = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{11342,9}{0,06 \cdot 0,01} = 18,9 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa} \dots \textbf{VYHOVUJE} \quad (82)$$

bšířka pera, $b = 10$ mm dle ČSN 02 2562 [25]

16.2 Pero dvojice velké řetězové kolo – průběžná hřídel

Z velkého řetězového kola je na průběžnou hřídel přenášen plný vypočtený krouticí moment $M_K = 583,6 \text{ Nm}$. Hřídel má průměr $d = 40 \text{ mm}$ a jsou použity dvě pera, $t_1 = 3,1$; šířka pera $b = 12 \text{ mm}$ dle ČSN 02 2562. [25]

$$F_2 = \frac{\frac{M_K}{2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{\frac{583,6}{2}}{\frac{0,04}{2} + \frac{0,0031}{2}} = 13540,6 \text{ N} \quad (83)$$

$$l' = \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} = \frac{13540,6}{100 \cdot 10^6 \cdot 0,0031} = 43,7 \text{ mm} \quad (84)$$

Volím délku per $l = 80 \text{ mm}$.

Kontrola per na střih:

$$F = \frac{\frac{M_{K1}}{2}}{\frac{d}{2}} = \frac{\frac{583,6}{2}}{\frac{0,04}{2}} = 14590 \text{ N} \quad (85)$$

$$\tau_S = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{14590}{0,08 \cdot 0,012} = 15,2 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa} \dots \text{VYHOVUJE} \quad (86)$$

16.3 Pero dvojice průběžná hřídel – řetězové kolo dopravníku

Z průběžné hřídele je na kola přenášen krouticí moment $M_K = 583,6 \text{ Nm}$, který se rovnoměrně rozkládá na obě kola. Hřídel má průměr $d = 40 \text{ mm}$, rozměry per řetězových kol jsou $t_1 = 3,1 \text{ mm}$ a $b = 12 \text{ mm}$ dle ČSN 02 2562. [25]

$$F_2 = \frac{\frac{M_K}{2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{\frac{583,6}{2}}{\frac{0,04}{2} + \frac{0,0031}{2}} = 13540,6 \text{ N} \quad (87)$$

$$l' = \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} = \frac{13540,6}{100 \cdot 10^6 \cdot 0,0031} = 43,7 \text{ mm} \quad (88)$$

Volím délku per $l = 80 \text{ mm}$.

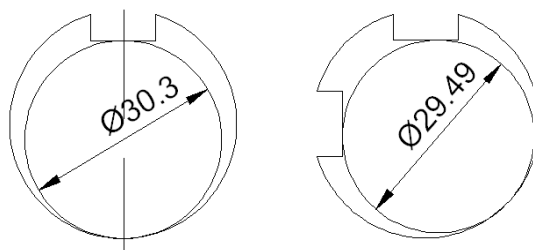
Kontrola per na střih:

$$F = \frac{\frac{M_{K1}}{2}}{\frac{d}{2}} = \frac{\frac{583,6}{2}}{\frac{0,04}{2}} = 14590 \text{ N} \quad (89)$$

$$\tau_S = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{14590}{0,08 \cdot 0,012} = 15,2 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa} \dots \textbf{VYHOVUJE} \quad (90)$$

17 Kontrola hřídele převodovky

V katalogu výrobce převodovky, je udán maximální krouticí moment $M_{KDOV} = 560$ Nm [33]. Standardně je na hřídeli vyfrézována jedna drážka pro pero, avšak v mém případě jsou použity pera dvě, tedy i dvě drážky. Nosný průměr se tak zmenšuje (viz obr. 43) a je třeba překontrolovat, zda hřídel převodovky vydrží. Ze známého dovoleného momentu a nosného průměru hřídele s jednou drážkou vypočítám dovolené napětí v krutu τ_{DOV} a na toto napětí zkontroluji nosný průměr se dvěma drážkami.



Obr. 43 – Porovnání nosných průměrů s jednou drážkou a dvěma drážkami

Výpočet dovoleného napětí:

$$\tau_{DOV} = \frac{16 \cdot M_{KDOV}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 560}{\pi \cdot 0,0303^3} = 102,5 \text{ MPa} \quad (91)$$

Výpočet minimálního nosného průměru hřídele:

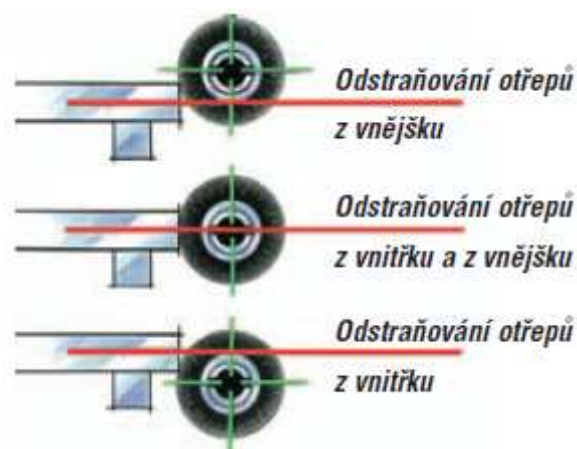
$$d'_{MIN} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K1}}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 397}{\pi \cdot 102,5 \cdot 10^6}} = 27,02 \text{ mm} \quad (92)$$

$$d'_{MIN} \leq d' \Leftrightarrow 27,02 \leq 29,49 \dots \textbf{VYHOVUJE} \quad (93)$$

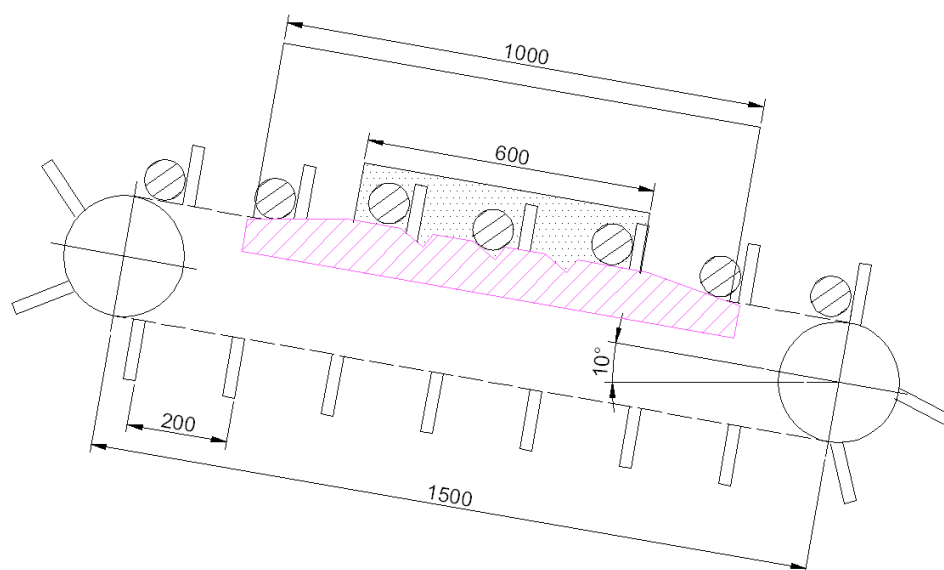
18 Návrh mechanismu otáčení tyčí

Aby bylo zajištěno kvalitní odstranění otřepů ze všech hran, musí se tyče v průběhu odjehlování otočit o 360°. Kulaté trubky se jednoduše odvalují, takže se otáčejí kolem své

osy. Otáčení hranatých trubek je však nutno zajistit mechanicky. Proto bude na dopravník umístěna podložka s výřezy takového tvaru, které realizují otáčení trubek.



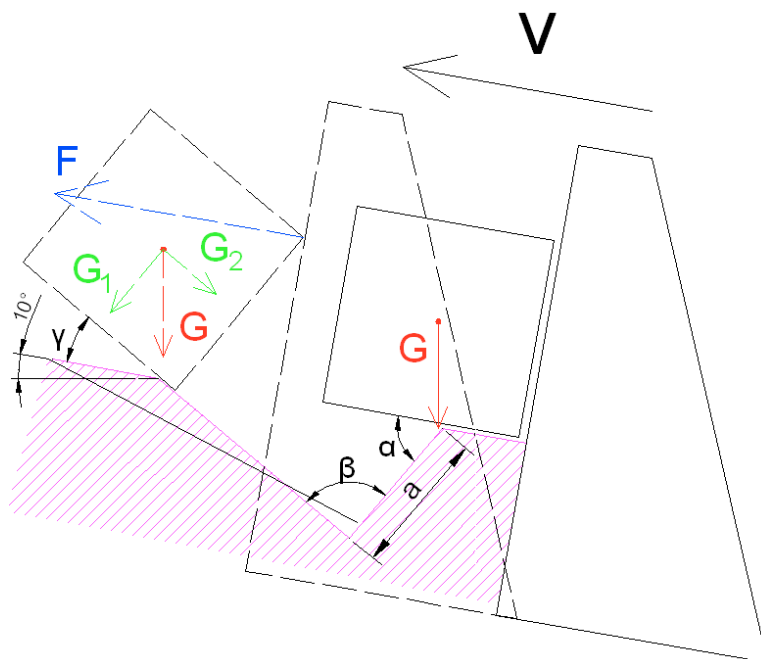
Obr. 44 – Závislost odstranění otřepů na postavení odjehlovacího kartáče [3]



Obr. 45 – Umístění podložky s výřezy pro otáčení tyčí

Výřezy je nutno optimalizovat, aby se otáčely tyče všech možných rozměrů. Rozměry výřezů jsem volil podle sil, které na tyč působí, tzn. především tíhová síla G , působící v těžišti tyče, a síla F od unášече. Z počátku tyč klouže po podložce a je unášečem tlačena k prvnímu výřezu. Je tlačena dál a tvoří nad výřezem převis, až na konec dospěje do bodu, kdy těžiště tyče překročí počátek výřezu a tyč se překlápí a spadne do výřezu. Unášеч pak tlačí tyč po šikmé ploše a působí na ni silou F . Na konci šikmé plochy se projeví klopný

moment vyvolaný silou F a tíhovou silou G (protože $G_1 > G_2$) a tyč je tedy otočena o 90° . Pokračuje po krátké rovné ploše, kde je hrana odjehlena, než se dostane k dalšímu výřezu a proces se opakuje. Detailně je proces znázorněn na obr. 46. Na obr. 47 je pak vyobrazeno otáčení všech tyčí hraničních rozměrů.



Obr. 46 – Analýza sil působících na tyč a určení tvaru výřezu

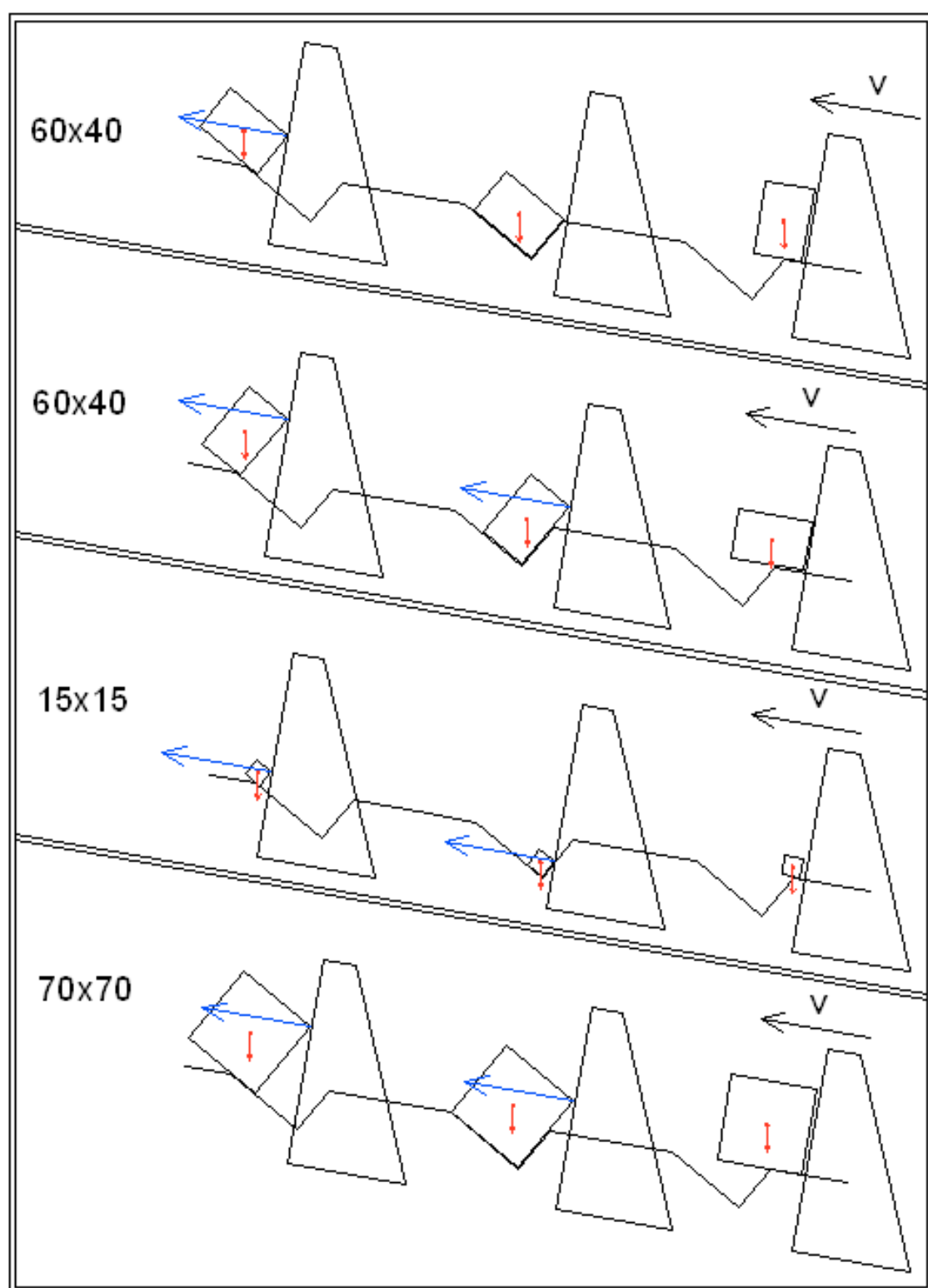
Pro zabezpečení otáčení tyčí je důležitá především geometrie výřezu. Rozměr a musí být větší než polovina délky největší strany profilu. Úhel β by měl odpovídat úhlu profilu, tedy 90° . Rozhodující je však především úhel γ , který určuje, zda bude síla F působit nad těžištěm a zda bude $G_1 > G_2$. Čím větší bude úhel γ , tím větší bude síla G_2 , menší G_1 a působíště síly F se bude snižovat. Úhel α je potom dán úhly β a γ . Pro výřez tedy platí tyto podmínky:

$$a > 35 \text{ mm} \quad (94)$$

$$\beta = 90^\circ \quad (95)$$

$$0^\circ < \gamma < 45^\circ \quad (96)$$

$$\alpha = \beta - \gamma \quad (97)$$



Obr. 47 – Otáčení tyčí

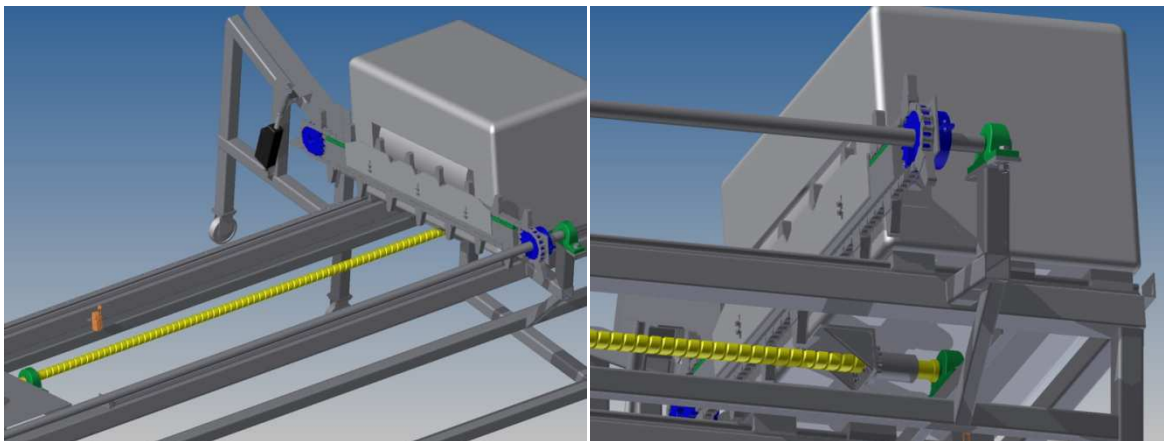
19 Technický popis zařízení

Navržené odjehlovací zařízení slouží pro oboustranné průběžné odjehlování tyčí a profilů různých rozměrů a délek rotujícími odjehlovacími kartáči. Zařízení je napojeno na řezací linku, ze které jsou nařezané kusy dopravovány k odjehlovacím kartáčům.

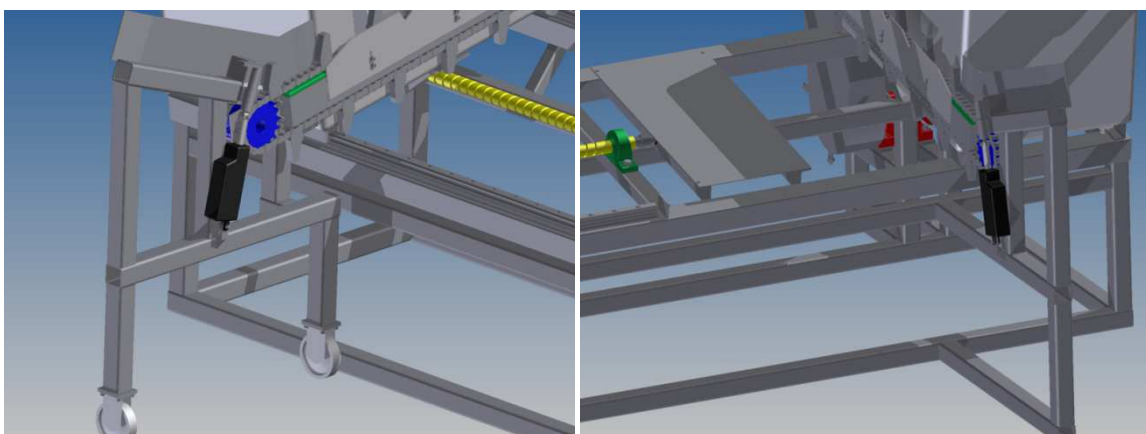
Nejprve se nastaví rozteč kartáčů podle délky odjehlovaných tyčí. To je umožněno posuvnou odjehlovací jednotkou, která klouže na lineárním vedení (25) a v jejíž spodní části je pevně uchycena matice kuličkového šroubu (34). Kuličkový šroub je uložen v ložiskových domcích (16) na rámu (1) a přes pružnou spojku (18) je spojen s pohonem (23, 24). Otáčením kuličkového šroubu dochází k posuvu odjehlovací jednotky. Po dosažení potřebné rozteče se šroub zastaví a pozice jednotky se zajistí hydraulickými brzdami na vedení (55). Mezní polohy odjehlovací jednotky jsou detekovány koncovými spínači (20), na koncích lineárního vedení jsou ještě pro bezpečnost umístěny mechanické dorazy.

Z řezací linky je tyč vyhozena na zásobník tyčí, jež je součástí rámu zařízení (1). Zásobník se skládá z nosných profilů, vodících bočních lišt z tvarovaného plechu a dorazu na konci zásobníku. Jedna část zásobníku je pevně uchycena k rámu, druhá část je napojena na posuvnou odjehlovací jednotku a stojí na pojezdových kolech. Tyč se sveze po zásobníku a zastaví se na konci díky dorazu, odkud je ve vhodnou chvíli vyhozena vyhazovačem (5) ovládaným lineárním aktuátorem (21) na řetězový dopravník (28).

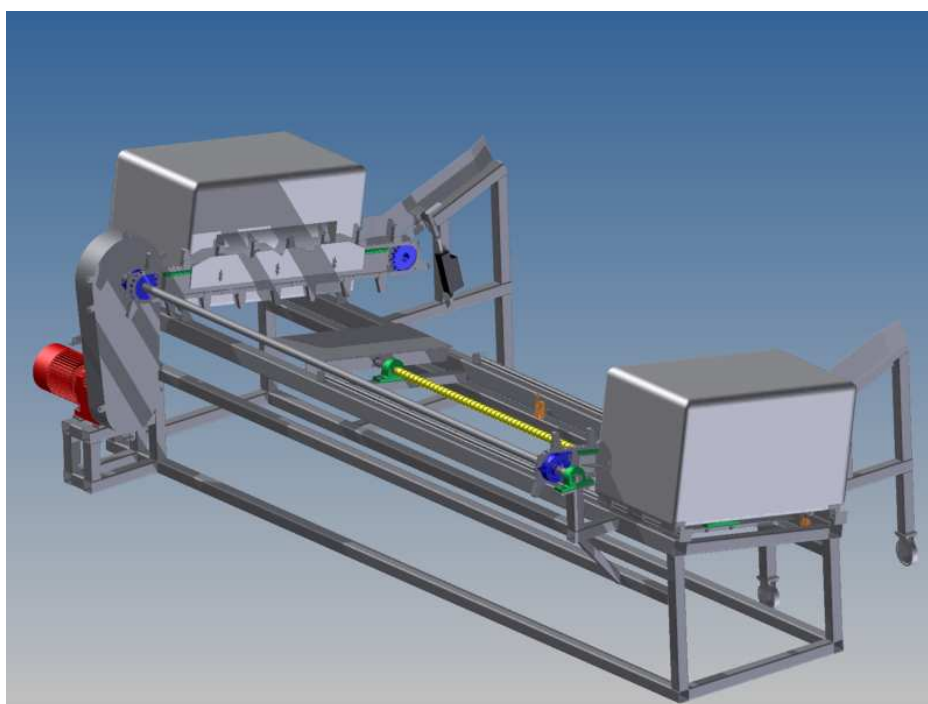
Dopravník se skládá z řetězu s unášeci (28) klouzajícím po plastovém vedení (30), řetězových kol (8) poháněných průběžnou hřídelí (9) napojenou přes řetězový převod (6, 7, 29) a pojistnou spojku (19) na pohon (14, 15). Řetězová kola jsou uložena v ložiskách (56) a v drážce pro pero je uchyceno pero pomocí šroubů (57, 58). Krouticí moment z hřídele na kola je pak přenášen dvojicí pero-drážka, přičemž drážka je vyfrézována po téměř celé délce hřídele. Pro důkladné odstranění otřepů ze všech hran je dopravník opatřen tvarovanou podložkou s výřezy (4), po které tyč klouže a otáčí se. Rychlost dopravníku je dána otáčkami motoru (14) ovládaného frekvenčním měničem. Dopravník unáší tyč k odjehlovacím kartáčům, kde je zbavena otřepů ze všech hran a pak dále až na konec zařízení, kde mohou tyče padat do předem připraveného zásobníku nebo pokračovat na další operaci.



Obr. 48 – Kuličkový šroub (vlevo) a matice (vpravo)



Obr. 49 – Bližší pohled na posuvný (vlevo) a pevný (vpravo) zásobník



Obr. 50 – Celé odjehlovací zařízení

20 Závěr

Dle zadaných požadavků jsem navrhl odjehlovací zařízení pro průběžné odjehlování tyčí a profilů různých rozměrů a délek. V první části práce jsem uvedl stručnou teorii odjehlování, kde jsou vymezeny základní pojmy a popsány vybrané způsoby odjehlování různých součástí. Následně jsem zpracoval rešerši podobných zařízení na trhu a patentových ochran na našem území.

Ve druhé části práce se zabývám konstrukčním návrhem, přičemž se snažím postupovat podle metodiky konstruování popsané v [20]. Nejprve jsem zkreslil model transformačního procesu, v němž jsou zaznačeny vstupy a výstupy z procesu. Poté jsem vyspecifikoval požadavky na zařízení, sepsal je do přehledné tabulky a určil důležitost, z čehož jsem následně určil funkce, které musí zařízení zajistit. Na konec jsem všechny funkce sepsal do tabulky a navrhl možnosti, jak je realizovat. Z těchto možností jsem pak vybral ty, které nejvíce vyhovovaly zadaným požadavkům na zařízení a podmínkám provozu a výsledný návrh jsem zakreslil jako hrubou stavební strukturu. Na závěr této části jsem ještě detailně popsal a rozkreslil varianty řešení nejdůležitějších konstrukčních uzlů.

Ve třetí části přistupuji k detailnímu návrhu jednotlivých součástí zařízení. Navrhl jsem schéma odjehlovací jednotky a posuvný mechanismus pohyblivé jednotky a početně jsem zkontroloval zvolený kuličkový šroub a jeho pohon. Poté jsem popsal návrh řetězového dopravníku, tzn. výpočet zatížení dopravníku, pevnostní kontrola řetězu dopravníku, návrh průběžné hřídele, návrh pohonu a řetězového převodu. Protože přenos krouticího momentu je přenášen ve všech případech dvojicí pero-drážka, provedl jsem také pevnostní kontrolu použitých per. Na konec jsem ještě navrhl systém otáčení čtyřhranných profilů a určil optimální tvary výřezů použité podložky.

V závěru práce jsem uvedl technický popis navrženého zařízení.

Literatura

- [1] *www.wikipedia.org* [online]. poslední revize 30.4.2012 [cit. 2012-11-03]. Dostupné z: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Ot%C5%99ep>>
- [2] *www.grainger.com* [online]. c1994, poslední revize prosinec 2011 [cit. 2012-11-03]. Dostupné z: <<http://www.grainger.com/Grainger/WESTWARD-Deburring-Tool-Kit-3VB44>>
- [3] *www.lpw.cz* [online]. c2012 [cit. 2012-11-04]. Dostupné z: <<http://www.lpw.cz/show.php?show=113>>
- [4] BAROTNÍČEK, Tomáš. Nové směry v řezání a odjehlování materiálů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2008, č. 10 [cit. 2012-11-04]. Dostupné z: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/nove-smery-v-rezani-a-odjehlovani-materialu.html>>
- [5] *www.vibratoryfinishing.co.uk* [online]. c2011 [cit. 2012-11-06]. Dostupné z: <<http://www.vibratoryfinishing.co.uk/Vibratory-News-and-Articles/introduction-to-deburrng.html>>
- [6] How It Works – Deburring a part. *Today's Machining World* [online]. 2007, roč. 3, č. 4 [cit. 2012-11-04]. Dostupné z: <<http://www.todaysmachiningworld.com/how-it-works-%E2%80%93-deburring-a-part/>>
- [7] *www.deburringinc.com* [online]. [cit. 2012-11-04]. Dostupné z: <<http://www.deburringinc.com/media.htm>>
- [8] *www.electroburr.com* [online]. [cit. 2012-11-05]. Dostupné z: <<http://www.electroburr.com/about-us.shtml>>
- [9] *www.provetech.cz* [online]. c2012 [cit. 2012-11-05]. Dostupné z: <http://www.provetech.cz/?page_id=23>
- [10] *www.deburringandfinishinggroup.com* [online]. c2012 [cit. 2012-11-05]. Dostupné z: <<http://www.deburringandfinishinggroup.com/thermal-deburr-how-it-works.aspx>>
- [11] PROKOP, Jiří, Dipl. Ing. Termické odhroťování. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2011, č. 4 [cit. 2012-11-05]. Dostupné z: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/termicke-odhrotovani-2.html>>
- [12] *www.cryogenicdeflashingsystems.com* [online]. [cit. 2012-11-05]. Dostupné z: <www.cryogenicdeflashingsystems.com/how.htm>

- [13] *www.nitrofreeze.com* [online]. c2012 [cit. 2012-11-05]. Dostupné z:
<<http://www.nitrofreeze.com/services/deburring/cryogenic-blast-deburr/>>
- [14] *www.d-h-industries.us* [online]. [cit. 2012-11-05]. Dostupné z: <<http://www.d-h-industries.us/solutions/deflashing-deburring/>>
- [15] *www.perfectfinish.de* [online]. [cit. 2012-11-06]. Dostupné z:
<<http://www.perfectfinish.de/en/abrasive-flow.php> >
- [16] *www.extrudehone.com* [online]. c2012 [cit. 2012-11-06]. Dostupné z:
<<http://www.extrudehone.com/afmpro.html> >
- [17] *www.deburring.co.uk* [online]. [cit. 2012-11-06]. Dostupné z:
<<http://www.deburring.co.uk/products.htm> >
- [18] *www.exactcut.cz* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z:
<<http://www.exactcut.cz/manipulace-s-materialem/zpracovani-materialu/odjehleni-materialu-prujezdove/>>
- [19] *www.soco.com.tw* [online]. [cit. 2013-04-12]. Dostupné z:
<<http://www.soco.com.tw/products-p1.php?code=NEW00003&t1=NEW00020&t2=BDB-70&m=NEW00094>>
- [20] HUBKA, V. *Konstrukční nauka: Obecný model postupu při konstruování*. Zürich: Heurista, 1995. 118 s. ISBN 80-90 1135-0-8
- [21] *www.hiwin.cz*. [online]. [cit. 2013-04-28]. Dostupný z:
<<http://www.hiwin.cz/cs/lmx1e/catalog.html?id=119>>
- [22] *www.ks-kurim.cz*. [online]. [cit. 2013-04-28]. Dostupný z:
<<http://www.ks-kurim.cz/kulickove-srouby/standardni-polohovaci-ks/>>
- [23] Katalog firmy Siemens. Dostupný z: <<http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-750-otacek/1la7-073-8ab.html>>
- [24] *www.bomar-pily.cz*. [online]. [cit. 2013-04-20]. Dostupný z: <<http://www.bomar-pily.cz/Odjehlovaci-stroje/Prislušenství-k-odjehlovacím-strojům/BOMAR-Odjehlovací-kartáč-250-60-0-5-nerez-do-Bomar-Single-250-II-Single-250-S-Dual-250-II-Dual-250-S-Orbital-250-NII-Orbital-250-NS.html>>
- [25] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 4. upr. vyd. Úvaly : Albra, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7

- [26] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : části spojovací*.
Ostrava : VŠB – TUO, 2009. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [27] ČERNOCH, Svatopluk; a spol. *Strojně technická příručka*. 13. vyd. Praha : SNTL, 1977. 1294 s.
- [28] www.regulacni-pohony.cz. [online]. [cit. 2013-04-21]. Dostupné z:
<http://www.regulacni-pohony.cz/frm_servo.html>
- [29] Katalog firmy Hiwin s.r.o., dostupný z:
<<http://www.hiwin.cz/cs/linearni-vedeni/catalog.html?id=6>>
- [30] www.emat.cz. [online]. [cit. 2013-04-22]. Dostupné z:
<<http://www.emat.cz/spinace/koncove-spinace/ersce-e100-00-fi-koncovy-spinac>>
- [31] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet řetězového převodu : vysokoškolská příručka*.
Ostrava : VŠB – TUO, 2008. 16 s.
- [32] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : části pohonů strojů*.
Ostrava : VŠB – TUO, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3
- [33] Katalogy firmy Elektromotory – převodovky s.r.o. [online]. 2007 [cit. 2013-04-15].
Dostupný z: <www.elektromotory-prevodovky.cz>

Použité programy:

- Microsoft Word
- Microsoft Excel
- Autodesk Inventor 2012
- AutoCAD 2012

Přílohy

Seznam příloh:

Příloha A – Katalogový list servomotoru

Příloha B – Katalogový list planetové převodovky

Příloha C – Katalogový list lineárního vedení

Příloha D – Katalogový list elektromotoru

Příloha E – Katalogový list čelní převodovky

Příloha F – Výkres odjehlovacího zařízení (2 x A0)

Příloha A – Katalogový list servomotoru

BERGER POSITEC motion technology



Střídavé servomotory řady DSM4 jsou 6-pólové synchronní motory. Standardně jsou vybaveny absolutním snímačem polohy typu SinCos s rozlišením 16.384/ otáčku. Součástí snímače je rovněž paměť s nahranou databází motoru.

Každý servomotor má několik variant způsobu vinutí. Ve vinutí motoru je zabudovaný snímač teploty NTC.

ÚVOD	>
KROKOVÉ MOTORY	>
AC-SERVOMOTORY	>
ŘADA: BMH	>
ŘADA: BSH	>
LXM32 INTEGRATED	>
KOMPAKTNÍ: ILA	>
SYNCHRONNÍ: BMP	>
ŘADA: BRH	>
ŘADA: SER	>
ŘADA: DSM	>
ŘÍDICÍ SYSTÉMY	>
PROGRAMY	>
KOMPAKTNÍ POHONY	>
MALÉ MOTORKY	>
ROBOTIKA	>
PŘEVODOVKY	>
PRUŽNÉ SPOJKY	>
SENZORIKA	>
ŠROUBOVÉ POHONY	>
NAPÁJECÍ ZDROJE	>
KONTAKT	>

Typové označení konstr.délka	Klidový moment (Nm)	Jmen. moment (Nm)	Maxim. moment (Nm)	Jmen. otáčky (min ⁻¹)	Jmen. výkon (kW)	Moment setrvač. (kg cm ²)
DSM 4-05						
.1	0,34	0,32	1,7	6000	0,20	0,17
.2	0,50	0,48	2,5	6000	0,30	0,24
.3	0,65	0,60	3,2	6000	0,38	0,31
.4	1,00	0,80	5,0	6000	0,50	0,45
DSM 4-07						
.1	0,65	0,5-0,6	3,1	4000-6000	0,25-0,31	0,22
.2	1,50	1,0-1,3	7,2	4000-6000	0,54-0,62	0,36
.3	2,30	1,5-2,0	11,0	4000-6000	0,83-0,94	0,57
DSM 4-09						
.1	0,95	0,7-0,8	4,3	3000-6000	0,25-0,44	1,20
.2	2,70	2,0-2,4	12,2	3000-6000	0,75-1,25	2,70
.3	4,50	2,8-3,9	20,3	3000-6000	1,22-1,76	4,20
.4	6,00	3,0-5,0	27,0	3000-6000	1,57-1,88	5,40
DSM 4-11						
.1	4,20	3,0-3,7	18,9	3000-6000	1,2-1,9	4,80
.2	7,00	3,8-6,1	31,5	3000-6000	1,9-2,4	7,40
.3	10,0	5,0-8,4	45,0	3000-6000	2,6-3,2	9,80
.4	12,0	8,6-9,9	54,0	3000-4000	3,1-3,6	12,7
DSM 4-14						
.1	8,50	5,2-7,0	42,0	2000-4000	1,5-2,2	12,3
.2	14,0	7,6-12,2	70,0	2000-4000	2,6-3,5	19,5
.3	19,0	8,7-16,5	85,0	2000-4000	3,5-4,6	26,7
.4	27,0	15,5-21,4	121,0	2000-3000	4,5-4,9	36,0

Příloha B – Katalogový list planetové převodovky



Planetové převodovky PLE



- montáž v libovolné poloze
- ozubení je tvrzené
- životnost ložisek závisí na zatížení hřídele (viz údaje dále)
- mazání: tuková náplň vydrží po celou dobu životnosti
- tichý chod
- stupeň krytí : IP54
- pracovní teplota : -25 až +90°C
- převodovky se vyrábí a montují podle standardu kvality DIN ISO 9001

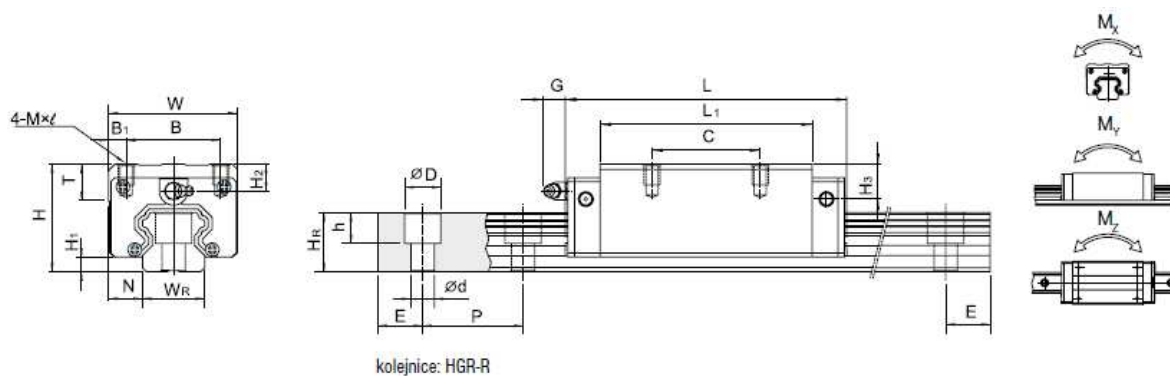
SCHEMA

výkresy jsou na stránce dole

ÚVOD	>
KROKOVÉ MOTORY	>
AC-SERVOMOTORY	>
ŘÍDICÍ SYSTÉMY	>
PROGRAMY	>
KOMPAKTNÍ POHONY	>
MALÉ MOTORKY	>
ROBOTIKA	>
PŘEVODOVKY	>
ŘADA : PLE	>
ŘADA : WPLE	>
ŘADA : PLFE	>
ŘADA : PLN	>
ŘADA : WPLN	>
ŘADA : PLFN	>
ŘADA : PLPE	>
PRUŽNÉ SPOJKY	>
SENZORIKA	>
ŠROUBOVÉ POHONY	>
NAPÁJECÍ ZDROJE	>
KONTAKT	>

provedení: účinnost:	1-stupňová 96 %			2-stupňová 94 %			3-stupňová 90 %		
Typové označení	i	M (Nm)	J (kgcm ²)	i	M (Nm)	J (kgcm ²)	i	M (Nm)	J (kgcm ²)
PLE-40	3	11	0,031	9	16,5	0,030	60	20	0,029
	4	15	0,022	12	20	0,029	80	20	0,019
	5	14	0,019	15	18	0,023	100	20	0,019
	7	8,5	0,018	16	20	0,022	120	18	0,029
	8	6	0,017	20	20	0,019	160	20	0,016
	10	5	0,016	25	18	0,019	200	18	0,016
	⋮	⋮	⋮	32	20	0,017	256	20	0,016
	⋮	⋮	⋮	40	18	0,016	320	18	0,016
	⋮	⋮	⋮	64	7,5	0,016	512	7,5	0,016
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
PLE-60 PLE-60/70	3	28	0,135	9	44	0,131	60	44	0,076
	4	38	0,093	12	44	0,127	80	44	0,075
	5	40	0,078	15	44	0,077	100	44	0,075
	7	25	0,072	16	44	0,088	120	44	0,064
	8	18	0,065	20	44	0,075	160	44	0,064
	10	15	0,064	25	40	0,075	200	40	0,064
	⋮	⋮	⋮	32	44	0,064	256	44	0,064
	⋮	⋮	⋮	40	40	0,064	320	40	0,064
	⋮	⋮	⋮	64	18	0,064	512	18	0,064
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

Příloha C – Katalogový list lineárního vedení



Typ	Montážní rozměry (mm)			Rozměry vozíku (mm)													Rozměry kolejnič (mm)								Soubor pro kolejnič (mm)	Dynamická únosnost C_{dyn} (N)	Statická únosnost C_s (N)	Statický moment			Hmotnost	
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	G	MxL	T	H ₂	H ₃	W _R	H _R	D	h	d	P	E	M _y (Nm)	M _x (Nm)	M _z (Nm)				važk. (kg)	kolejnič (kg/m)			
HGR15CA	28	4.3	9.5	34	26	4	26	30.4	61.4	5.3	M4x5	6	8.5	9.5	15	15	7.5	5.3	4.5	60	*	M4x16	11380	25310	170	150	150	0.18	1.45			
HGR20CA HGR20HA	30	4.6	12	44	32	6	36	50.5	77.5	12	M5x6	8	6	7	20	17.5	9.5	8.5	6	60	*	M5x16	17750	37840	380	270	270	0.38	2.21			
HGR25CA HGR25HA	40	5.5	12.5	48	35	6.5	35	58	83	12	M6x8	8	10	13	23	22	11	9	7	60	*	M6x20	26480	56190	640	510	510	0.67	3.21			
							50	78.6	103.6														32750	76000	870	880	880	0.69				
HGR30CA HGR30HA	45	6	16	60	40	10	40	70	97.4	12	M8x10	8.5	9.5	13.8	28	26	14	12	9	80	*	M8x25	38740	83060	1060	850	850	1.14	4.47			
							60	93	120.4														47270	110130	1400	1470	1470	1.16				
HGR35CA HGR35HA	55	7.5	18	70	50	10	50	80	112.4	12	M8x12	10.2	16	19.6	34	29	14	12	9	80	*	M8x25	49520	102870	1730	1200	1200	1.88	6.3			
							72	105.8	138.2														60210	136370	2290	2080	2080	1.92				
HGR45CA HGR45HA	70	9.5	20.5	86	60	13	60	97	138	12.9	M10x17	16	18.5	30.5	46	38	20	17	14	105	*	M12x35	77570	155930	3010	2350	2350	3.54	10.41			
							80	128.8	169.8														94540	207120	4000	4070	4070	3.61				
HGR55CA HGR55HA	80	13	23.5	100	75	12.5	75	117.7	165.7	12.9	M12x18	17.5	22	29	53	44	23	20	16	120	*	M14x45	114440	227810	5660	4060	4060	5.38	15.08			
							95	155.8	203.8														130350	301760	7490	7010	7010	5.49				

Příloha D – Katalogový list elektromotoru

MS 132 S8

B3 - patkový

Základní cena/ks: 6 219 Kč (bez DPH)

7 525 Kč včetně DPH

Množství: ks



ilustrační foto

Aplikace

Tyto elektromotory jsou určeny k pohonu průmyslových zařízení, např. ventilátorů, čerpadel, obráběcích strojů, lisů apod. Lze je používat pro prostředí mírného klimatu, ve zvláštních provedeních i v jiných klimatických podmínkách.

Provedení:

Provedení	Příplatek	Celkem za 1 ks	Rozměry
<input type="radio"/> B14 - s malou přírubou	+644 Kč	6 863 Kč	
<input checked="" type="radio"/> B3 - patkový		6 219 Kč	B3_132M.pdf
<input type="radio"/> B34 - patkový s malou přírubou	+704 Kč	6 923 Kč	
<input type="radio"/> B35 - patkový s velkou přírubou	+704 Kč	6 923 Kč	B35_132M.pdf
<input type="radio"/> B5 - s velkou přírubou	+644 Kč	6 863 Kč	B5_132M.pdf
<input type="checkbox"/> Se stříškou	+7 383 Kč		
<input type="checkbox"/> Termistor	+6 836 Kč		
<input type="checkbox"/> Termokontakt	+6 907 Kč		

Rozměry jsou uvedeny dle normy IEC94-1

Tabulka vlastností

Osová výška:	132 mm
Výkon:	2,20 kW
Otáčky:	695 min ⁻¹
Počet pólů:	8
Napětí:	230V/400V 50Hz
Krytí:	IP55
Pro teplotu okolí:	Od -30°C do +40°C
Pro nadmořskou výšku:	do 1000m
Standartní nátěr:	RAL5010
Plášť:	Hliník
Pro trvalé zatížení:	S1

Příloha E – Katalogový list čelní převodovky

TRC04 čelní převodovka - hřídel 35mm

Záruka:	24 měsíců
Cena:	6 585,00 Kč 7 968,00 Kč vč. DPH 21 %
Objednané množství:	<input type="text" value="1"/> ks Koupit
výběr převodového poměru	
<input type="radio"/> 3,74	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 4,50	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 5,48	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 6,31	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 7,93	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 9,08	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 10,93	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 12,60	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 13,30	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 15,30	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 18,21	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 19,24	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 21,15	6 585,00 Kč
<input checked="" type="radio"/> 24,99	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 30,57	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 34,20	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 38,63	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 44,18	6 585,00 Kč
<input type="radio"/> 51,30	6 585,00 Kč
provedení	
<input checked="" type="radio"/> patkové	+ na dotaz
<input type="radio"/> přírubové I	+ 329,00 Kč
<input type="radio"/> přírubové II	+ 329,00 Kč
<input type="radio"/> přírubové III	+ 329,00 Kč
<input type="radio"/> patko-přírubové I	+ 658,00 Kč
<input type="radio"/> patko-přírubové II	+ 658,00 Kč
<input type="radio"/> patko-přírubové III	+ 658,00 Kč

